



SKRIPSI - ME 141501

**ANALISA TEKNIS PENGGUNAAN *AQUEOUS GLYCOL* SEBAGAI
VAPORIZER PADA LNG REGASIFICATION UNIT DI TANJUNG
BENOA, BALI**

SARAH FITRIYANA
NRP 4213 100 085

Dosen Pembimbing

1. Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc.
2. Dr. I Made Ariana, S.T., M.T.

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2017

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



BACHELOR THESIS - ME141501

TECHNICAL ANALYSIS OF AQUEOUS GLYCOL AS LNG VAPORIZER REGASIFICATION UNIT IN TANJUNG BENOA, BALI

**SARAH FITRIYANA
NRP 4213 100 085**

Supervisor

1. Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc.
2. Dr. I Made Ariana, S.T., M.T.

**DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
Faculty of Marine Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2017**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

SURAT PERNYATAAN

Saya yang bertanda tangan di bawah ini menyatakan dengan sebenarnya bahwa:

Pada laporan Tugas Akhir yang saya susun ini tidak terdapat tindakan plagiarisme, dan menyatakan dengan sukarela bahwa semua data, konsep, rancangan, bahan tulisan, dan materi yang ada di laporan tersebut adalah milik *Laboratorium Marine Machinery and System (MMS)* di Departemen Teknik Sistem Perkapalan ITS yang merupakan hasil studi penelitian dan berhak dipergunakan untuk pelaksanaan kegiatan-kegiatan penelitian lanjut pengembangannya.

Nama : Sarah Fitriyana
NRP : 4213 100 085
Judul Tugas Akhir : Analisa Teknis Penggunaan *Aqueous Glycol* Sebagai *Vaporizer* LNG di *Regasification Unit* Tanjung Benoa, Bali
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan

Apabila di kemudian hari terbukti terdapat tindakan plagiatisme, maka saya akan bertanggung jawab sepenuhnya dan menerima sanksi yang diberikan oleh ITS sesuai dengan ketentuan yang berlaku.

Surabaya, 20 Juli 2017

Sarah Fitriyana

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN**ANALISA TEKNIS PENGGUNAAN *AQUEOUS GLYCOL* SEBAGAI
VAPORIZER LNG DI REGASIFICATION UNIT TANJUNG BENOA, BALI****TUGAS AKHIR**

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar Sarjana Teknik pada
Bidang Studi *Marine Machinery and System* (MMS) Program Studi S-1 Departemen
Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya

Oleh:

SARAH FITRIYANA

NRP. 4213 100 085

Disetujui Oleh Dosen Pembimbing:

1. Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc.

NIP. 1968 0129 1992 03 1001

2. Dr. I Made Ariana, S.T., M.T.

NIP. 1971 0610 1995 12 1001

**SURABAYA
JULI, 2017**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN**ANALISA TEKNIS PENGGUNAAN *AQUEOUS GLYCOL* SEBAGAI
VAPORIZER LNG DI REGASIFICATION UNIT TANJUNG BENOA, BALI****TUGAS AKHIR**

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar Sarjana Teknik pada
Bidang Studi *Marine Machinery and System* (MMS) Program Studi S-1 Departemen
Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya

Oleh:

SARAH FITRIYANA
NRP. 4213 100 085

Disetujui oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan:



Dr. Eng. Muhammad Badrus Zaman, S.T., M.T.
NIP. 1977 0802 2008 01 1007

SURABAYA
JULI, 2017

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

ANALISA TEKNIS PENGGUNAAN *AQUEOUS GLYCOL* SEBAGAI VAPORIZER LNG DI *REGASIFICATION UNIT* TANJUNG BENOA, BALI

Nama mahasiswa : Sarah Fitriyana
NRP : 4213 100 085
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan
Pembimbing : Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc.
Dr. I Made Ariana, S.T., M.T.

ABSTRAK

Seiring dengan meningkatnya penggunaan bahan bakar gas untuk produksi listrik masa depan sebagai sumber energi baik sebagai tenaga dan bahan bakar, permintaan LNG cenderung meningkat dalam dua dekade terakhir. Penyebab utamanya adalah LNG membutuhkan biaya transportasi yang lebih sedikit dibandingkan dengan distribusi gas. LNG (Metana-CH₄) didinginkan hingga minus 160°C pada tekanan atmosfer, yang menyebabkan gas LNG disalurkan ke volume 1/600 dari yang sebelumnya sehingga mudah dipindahkan ke berbagai tempat. Penelitian ini mempelajari metode baru menggunakan *aqueous glycol* sebagai *vaporizer* yang dikenal sebagai metode terbaik dan paling efisien dari segi investasi dan teknis. Metode ini dicoba untuk diterapkan di terminal LNG di Indonesia, terutama di pabrik mini LNG di Tanjung Benoa, Bali. Dari hasil penelitian diketahui bahwa *aqueous glycol* memiliki keunggulan dari segi operasional, perawatan/pemeliharaan, bahan bakar, emisi, efisiensi, keamanan, dan sistem kerja. Dari hasil analisa teknis juga didapatkan spesifikasi dengan tipe *shell* dan *tube*, tipe *pitch* adalah *triangular pitch*, tipe *head* adalah *pull thought floating head*, kapasitas sebesar 25 mmscfd, *inlet* dan *outlet* temperatur pada bagian *tube* adalah -160 °C dan 16 °C, *inlet* dan *outlet* temperatur pada bagian *shell* adalah 30 °C dan 15 °C dan *design pressure* sebesar 1500 kPa serta ukuran utama *heat exchanger* yang meliputi *tube* dan *shell* sesuai dengan peraturan ASME BPVC Section VIII Division I, ASME BPVC Section II Part D, dan ASME B31.3 . Oleh karena itu sistem pada *aqueous glycol* terbukti lebih baik untuk digunakan sebagai *vaporizer* pada *regasification unit* LNG Tanjung Benoa, Bali.

Kata kunci: Aspek Teknis, *Aqueous Glycol*, *Vaporizer*, LNG, *Regasification Unit*, Tanjung Benoa Bali.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

TECHNICAL ANALYSIS OF AQUEOUS GLYCOL AS LNG VAPORIZER REGASIFICATION UNIT IN TANJUNG BENOA, BALI

Name : Sarah Fitriyana
NRP : 4213 100 085
Department : Marine Engineering
Supervisor : Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc.
Dr. I Made Ariana, S.T., M.T.

ABSTRACT

As the use of gas fuel for future electricity production began to be developed and used as energy resources both as power and fuel, LNG demand has tended to increase in the past two decades. The main cause is that LNG requires less transportation costs compared to gas distribution. LNG (Methane-CH₄) is cooled to minus 160°C at atmospheric pressure, causing the form of LNG gas to be fluidized to a volume of 1/600 from the previous one which is easy to transport and transplanted to various places. This research is studying the new method of aqueous glycol as a vaporizer that known as the best and most efficient method in terms of investment and technical current. The method should be developed in LNG terminal in Indonesia, especially in LNG mini plant in Tanjung Benoa, Bali. From the results of this study, it is known that aqueous glycol has advantages in terms of operational, maintenance, fuel, emissions, efficiency, security, and work system. From the technical analysis also obtained the specification of shell and tube type, where pitch type is triangular pitch, head type is pull through floating head, capacity is 25 mmscfd, inlet and outlet temperature at tube are -160 °C and 16 °C, inlet and outlet temperature at The shell is 30 °C and 15 °C, the design pressure is 1500 kPa and the main size of heat exchanger which includes tube and shell according to ASME BPVC Section VIII Division I, ASME BPVC Section II Part D, and ASME B31.3. Therefore the system in aqueous glycol proved better than steam system to be used as a vaporizer in the regasification unit of LNG Tanjung Benoa, Bali.

Keywords: Technical Analysis, Aqueous Glycol, Vaporizer, LNG, Regasification Unit, Tanjung Benoa Bali.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji Syukur atas kehadiran Allah SWT karena atas karunia-Nya penulis diberikan kesempatan untuk menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul “**Analisa Teknis Penggunaan Aqueous Glycol Sebagai Vaporizer LNG di Regasification Unit Tanjung Benoa, Bali**” dalam rangka memenuhi syarat pada Mata Kuliah Tugas Akhir (ME141501) Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, ITS.

Pada kesempatan kali ini, penulis ingin mengucapkan terima kasih banyak kepada:

1. Allah SWT sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan tepat waktu.
2. Kedua Orangtua saya Bapak Yoyon, Ibu Janariatun, dan kakak Yoza Mulya Aji yang telah memberikan dukungan moral dan material kepada saya.
3. Bapak Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc. dan Bapak Dr. I Made Ariana, S.T., M.T. selaku dosen pembimbing Tugas Akhir atas kesabaran, waktu, ilmu, pengarahan, dan motivasi yang telah diberikan selama penulisan dan penyusunan Tugas Akhir ini. Penulis mohon maaf atas segala perbuatan maupun ucapan yang kurang berkenan selama proses bimbingan.
4. Bapak Dr. Eng. M. Badruz Zaman, S.T., M.T. selaku Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan dan dosen wali penulis serta Bapak Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D. selaku Sekretaris Departemen Teknik Sistem Perkapalan.
5. Bapak Muhammad Habib Chusnul Fikri, S.T., selaku tutor dalam proses pengerjaan dan narasumber yang memberikan data Tugas Akhir.
6. Segenap jajaran dosen dan karyawan Departemen Teknik Sistem Perkapalan
7. Teman-teman Barakuda '13 serta teman-teman *Marine Machinery and System Laboratory* (MMS), terima kasih atas kebersamaannya.
8. Dan semua pihak yang terkait baik langsung maupun tidak langsung.

Penulis menyadari dalam penulisan serta penyusunan Tugas Akhir ini masih jauh dari kata sempurna, untuk itu penulis mengharapkan masukan berupa kritik dan saran yang membangun, guna menambah kelengkapan serta penyempurnaan untuk masa yang akan datang, semoga laporan Tugas Akhir ini bisa bermanfaat bagi penulis dan pembaca.

Surabaya, 20 Juli 2017

Penulis

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL BAHASA INDONESIA.....	i
HALAMAN JUDUL BAHASA INGGRIS	iii
SURAT PERNYATAAN.....	v
LEMBAR PENGESAHAN DOSEN PEMBIMBING	Error! Bookmark not defined.
LEMBAR PENGESAHAN KEPALA DEPARTEMEN	Error! Bookmark not defined.
ABSTRAK	xi
ABSTRACT	xiii
KATA PENGANTAR.....	xv
DAFTAR ISI.....	xvii
DAFTAR GAMBAR	xxi
DAFTAR TABEL	xxiii
DAFTAR SIMBOL.....	xxv
 BAB I PENDAHULUAN	 1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan	2
1.5 Manfaat	2
 BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	 3
2.1 Pengkajian Aspek Teknis.....	3
2.2 Aqueous Glycol	3
2.3 LNG Vaporizer	4
2.4 LNG (<i>Liquefied Natural Gas</i>).....	4
2.5 <i>Regasification Unit</i>	5
2.6 Tanjung Benoa Bali	6
2.7 <i>Process Design Calculation</i>	7
2.7.1 <i>Heat Exchanger Design</i>	7
2.7.2 <i>Heat Exchanger Layout</i>	10
2.8 <i>Mechanical Design Calculation</i>	12
2.8.1 <i>Minimum Shell Side Thickness for Vessel Under Internal Pressure</i>	12

2.8.2 <i>Minimum Tube Side Thickness for Vessel Under Internal Pressure for Hydrotest</i>	13
2.8.3 <i>Minimum Tube Side Thickness for Cryogenic Flow</i>	13
2.9 <i>Pressure Relief Valve Sizing</i>	14
2.10 <i>PSV (Pressure Safety Valve) Calculation and Requirement</i>	14
 BAB III METODOLOGI PENELITIAN	17
3.1 Identifikasi dan Perumusan Masalah	17
3.2 Studi Literatur	17
3.3 Pengumpulan Data dan Spesifikasi <i>Aqueous Glycol</i>	17
3.4 Membuat Desain <i>Vaporizer</i> dengan Menggunakan <i>Aqueous Glycol</i>	17
3.5 Analisa Data.....	17
 BAB IV ANALISA DATA	19
4.1 Pengumpulan Data Dan Spesifikasi Teknis <i>Regasification Unit</i>	19
4.1.1 Pengumpulan Data <i>Vaporizer</i> pada <i>LNG Regasification Unit</i> di Tanjung Benoa, Bali	19
4.1.2 Pengumpulan Spesifikasi Teknis <i>Vaporizer</i> pada <i>LNG Regasification Unit</i> di Tanjung Benoa, Bali	20
4.2 Desain <i>Vaporizer</i> Menggunakan <i>Aqueous Glycol</i>	25
4.2.1 <i>Process Design Calculation</i>	25
4.2.1.1 <i>Process Design Heat Exchanger</i>	26
a. Detail Perhitungan <i>Heat Exchanger</i>	26
b. <i>Heat Exchanger Layout</i>	29
c. <i>Tube Particular</i>	32
d. <i>Shell Particular</i>	35
e. <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i>	37
f. <i>Pressure Drop</i>	38
g. <i>Heat Exchanger Weight</i>	41
4.2.1.2 <i>Design Resume</i>	45
4.2.2 <i>Mechanical Design Calculation</i>	47
4.2.2.1 <i>Thickness Design of Shell and Tube</i>	47
a. <i>Minimum Shell Side Thickness for Vessel Under Internal Pressure</i>	47
b. <i>Minimum Tube Side Thickness for Vessel Under</i>	

<i>Internal Pressure for Hydrotest</i>	49
c. <i>Minimum Tube Side Thickness for Cryogenic Flow</i>	51
d. <i>Maximum Allowable stress Value for Tube Material</i> <i>due to External Pressure</i>	53
e. <i>Maximum Allowable External Working Pressure</i>	53
4.2.2.2 <i>Design Resume</i>	56
4.2.3 <i>Pressure Relief Valve Sizing</i>	56
4.2.4 <i>PSV (Pressure Safety Valve) Calculation and Requirement</i>	57
4.3 <i>Desain 3D</i>	70
4.3.1 <i>Penentuan Spesifikasi Komponen Utama</i>	70
4.3.2 <i>Tampilan Sistem Desain Pada Software Aspen</i>	72
4.3.3 <i>Gambar 3D Heat Exchanger Sistem Aqueous Glycol</i>	73
4.4 <i>Perbandingan Sistem Steam dan Aqueous Glycol</i>	74
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	79
5.1 <i>Kesimpulan</i>	79
5.2 <i>Saran</i>	80
DAFTAR PUSTAKA	81
LAMPIRAN	83
BIODATA	115

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Titik Beku <i>Aqueous Glycol</i>	3
Gambar 2.2 LNG <i>Vaporizer</i>	4
Gambar 2.3 Perubahan Fase LNG.....	4
Gambar 2.4 FRU LNG Tanjung Benoa, Bali.....	5
Gambar 2.5 Peta Tanjung Benoa, Bali.....	6
Gambar 2.6 <i>Heat Exchanger</i>	9
Gambar 2.7 <i>Fixed Tube Sheet Heat Exchanger</i>	10
Gambar 2.8 <i>U-Tube Heat Exchanger</i>	11
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i>	19
Gambar 4.1 FRU LNG Tanjung Benoa, Bali.....	21
Gambar 4.2 GA FRU LNG Tanjung Benoa, Bali.....	21
Gambar 4.3 Spesifikasi LNG <i>Feed Pump</i>	21
Gambar 4.4 Spesifikasi LNG <i>Feed Pump</i>	22
Gambar 4.5 Spesifikasi <i>Forcing Vaporizer</i>	22
Gambar 4.6 Spesifikasi Gas <i>Heater</i>	23
Gambar 4.7 Spesifikasi BOG <i>Heater</i>	23
Gambar 4.8 Spesifikasi <i>Separator & Drain Pot</i>	24
Gambar 4.9 <i>Flowchart</i> Proses Desain.....	25
Gambar 4.10 LNG <i>Phase Diagram</i>	27
Gambar 4.11 Grafik pada ASME <i>Boiler and Pressure Vessel Code</i>	54
Gambar 4.12 Hasil Membaca Grafik di ASME <i>Boiler and Pressure Vessel Code</i>	55
Gambar 4.13 Pompa 1.....	70
Gambar 4.14 Pompa 2.....	71
Gambar 4.15 <i>Compressor</i>	71
Gambar 4.16 Tampilan Sistem pada <i>Software Aspen</i>	72
Gambar 4.17 <i>Heat Exchanger</i> Sistem <i>Glycol</i>	73
Gambar 4.18 Tampak Depan <i>Heat Exchanger</i>	73
Gambar 4.19 Bagian Dalam <i>Heat Exchanger</i>	73
Gambar 4.20 Sistem <i>Aqueous Glycol</i>	75
Gambar 4.21 Sistem <i>Steam</i>	77

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Konversi untuk Satuan <i>Heat Exchanger</i>	7
Tabel 2.2 $K_1 - n$	11
Tabel 4.1 Temperatur Keluar dan Masuk.....	24
Tabel 4.2 Temperatur Masuk dan Keluar dalam Kelvin	26
Tabel 4.3 Ukuran Utama <i>Tube</i>	29
Tabel 4.4 Ketentuan Jenis Desain	30
Tabel 4.5 Besar nilai K_1 dan n_1	31
Tabel 4.6 Besar nilai k_1 dan n_1 Desain	31
Tabel 4.7 Karakteristik Bagian <i>Tube</i>	32
Tabel 4.8 Karakteristik <i>Tube</i>	35
Tabel 4.9 Informasi Bagian <i>Tube</i>	39
Tabel 4.10 Informasi Bagian <i>Shell</i>	40
Tabel 4.11 Informasi <i>Tube</i> dan <i>Shell</i>	42
Tabel 4.12 <i>Design Resume Process Design Calculation</i>	46
Tabel 4.13 Tekanan dan Informasi pada Bagian <i>Shell</i>	48
Tabel 4.14 Tekanan dan Informasi pada Bagian <i>Tube</i>	48
Tabel 4.15 Informasi Perhitungan <i>Tube Side Thickness for Cryogenic Flow</i>	50
Tabel 4.16 Informasi Perhitungan <i>Allowable External Working Pressure</i>	54
Tabel 4.17 <i>Design Resume Mechanical Design Calculation</i>	54
Tabel 4.18 <i>Tube Side Information</i>	57
Tabel 4.19 <i>Tube Side Information 2</i>	67
Tabel 4.20 <i>Tube Side Outlet Flange</i>	68
Tabel 4.21 <i>Tube Side Outlet Nozzle</i>	68
Tabel 4.22 <i>Shell Side Inlet Flange</i>	69
Tabel 4.23 <i>Shell Side Inlet Nozzle</i>	69
Tabel 4.24 <i>Shell Outlet Flange</i>	69
Tabel 4.25 <i>Shell Outlet Nozzle</i>	70
Tabel 5.1 Perbandingan Sistem <i>Steam</i> dan <i>Aqueous Glycol</i>	79
Tabel 5.2 Spesifikasi <i>Heat Exchanger</i>	80

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR SIMBOL

Q	= Energi panas
m	= Massa dari zat
C_p	= <i>Specific heat</i>
(T_2-T_1)	= Perubahan temperatur
T_1	= <i>Inlet tube side fluid temperature</i>
T_2	= <i>Outlet tube side fluid temperature</i>
t_1	= <i>Inlet shell side fluid temperature</i>
t_2	= <i>Outlet shell side fluid temperature</i>
A	= <i>Heat transfer area</i>
U	= <i>Overall heat transfer coefficient</i>
ΔT_m	= <i>Log mean temperatur difference</i>
C_t	= <i>Liquid spesific heat, tube side</i>
C_B	= <i>Liquid spesific heat, shell side</i>
D_b	= <i>Diameter bundle</i>
D_o	= <i>Diameter luar tube</i>
N_t	= <i>Jumlah tube</i>
T	= <i>Ketebalan minimum shell</i>
P	= <i>Tekanan internal</i>
R	= <i>Radius dalam shell yang dipertimbangkan</i>
S	= <i>Tegangan maksimum yang diijinkan pada temperatur desain</i>
E	= <i>Efisiensi sambungan</i>
d	= <i>Diameter dalam tube</i>
t	= <i>Ketebalan dinding</i>
W	= <i>Kekuatan sambungan las</i>
c	= <i>Sum of mechanical allowance</i>
W_T	= <i>Required release flow</i>
P	= <i>Set pressure</i>
A	= <i>Relief area</i>
a	= <i>Ketebalan tube</i>
L	= <i>Panjang tube</i>
n	= <i>Jumlah tube yang dilewati</i>
Re	= <i>Reynold Number</i>
V	= <i>Flow speed</i>
A_T	= <i>Tube Sectional Area</i>
T_{AT}	= <i>Total sectional area per pass</i>
h_i	= <i>Tube heat transfer coefficient</i>
Pr	= <i>Prandtl number</i>
h_L	= <i>Laminar flow</i>
h_T	= <i>Turbulent flow</i>
h_o	= <i>Shell heat exchanger coeffiecient</i>
B	= <i>Baffle spacing</i>
B_c	= <i>Baffle cut</i>
a_s	= <i>Shell side cross flow area</i>
P_T	= <i>Tube pitch</i>

d_e	= Equivalent diameter
ΔP	= Pressure drop
W_o	= Heat exchanger empty weight
W_s	= Shell weight
D_s	= Total shell diameter
W_H	= Add for heads
W_B	= Baffle weight
V_{SI}	= Shell inside volume
V_{HI}	= Heads inside volume
W	= Heat Exchanger Full Glycol Weight
S	= Heat Exchanger Full Glycol Weight
S_y	= Minimum yield strength
S_u	= Minimum tensile strength
P	= Internal pressure
R	= Inside radius of shell course under consideration, Inches
S	= Maximum allowable stress value, psi. at design temperature
E	= Joint efficiency.
D_s	= Total Shell Diameter
W	= Weld join strength
c	= Sum of mechanical allowance
P_a	= Maximum allowable external working pressure
W_T	= Required release flow
N	= Width of Gasket
b_{01}	= Basic Gasket Seating Width
G	= Location of Gasket Load
P_{eq}	= Equivalent Pressure
H	= Total Hydrostatic and Force
H_p	= Total Compression Load
W_{m1}	= Bolt Load of Operating
W_{m2}	= Bolt Load for Seating
A_{m1}	= Area of Bolt for Operating
A_{m2}	= Area of Bolt for Seating
A_m	= Required Area of Bolt
h_D	= Moment Arm h_D
h_T	= Moment Arm h_T
h_G	= Moment Arm h_G
H_D	= Hydrostatic End Force H_D
H_T	= Difference H_T
H_G	= Gasket Load H_G
M_D	= Moment M_D
M_G	= Moment M_G
M_{oo}	= Total Operating Flange Moment
M_{os}	= Total Seating Flange Moment
C_s	= Stress Coefficient

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dewasa ini, penggunaan bahan bakar gas untuk produksi listrik masa depan mulai dikembangkan dan dijadikan sumber daya energi baik menjadi pembangkit maupun bahan bakar. Sehingga energi gas alam Indonesia memiliki prospek yang cukup menjanjikan dan lebih efektif daripada penggunaan BBM atau batu bara.

Secara garis besar pemanfaatan gas alam dibagi menjadi tiga, yaitu gas alam sebagai bahan bakar, bahan baku dan gas alam sebagai komoditas energi untuk ekspor, yakni *Liquefied Natural Gas* (LNG). Jika dilihat dari segi penggunaannya, gas alam memiliki keunggulan dibandingkan pemanfaatan sumber bahan bakar jenis HSD dan batubara yaitu sifatnya yang rendah polusi atau dengan kata lain ramah lingkungan, serta keunggulan dalam hal transportasinya.

Menurut buku “Transportasi LNG Indonesia” LNG adalah Gas Alam (Metana-CH₄) yang didinginkan sampai suhu minus 160°C pada tekanan atmosfer yang membuatnya menjadi zat cair dan volumenya menjadi 1/600 dari kondisi semula sebagai gas.

Dalam kurun waktu 2001-2002, keseluruhan perdagangan LNG meningkat 13,7 juta m³ (6,3 juta ton) menjadi 246,6 juta m³ atau 5,9%. Permintaan LNG dunia cenderung meningkat dalam dua dasawarsa terakhir. Penyebab utamanya adalah karena LNG membutuhkan biaya transportasi yang lebih kecil dibandingkan dengan pendistribusian dalam bentuk gas.

Di Indonesia pun perkembangan produksi gas buminya mengalami kenaikan sebesar 1.034 MMSCFD dari 8.302 MMSCFD (*Million Metric Standard Cubic Feet per Day*). Kenaikan produksi tersebut antara lain mulai berproduksinya beberapa lapangan gas baru dan optimalisasi produksi.

Dalam proses produksi LNG sendiri di bagian hilir, khususnya *regasification unit* yang berfungsi merubah fase LNG dari suhu -160°C hingga menjadi bentuk gas ini memerlukan *steam* sebagai media pemanas dalam *vaporizer*. Pada Terminal LNG di Tanjung Benoa, *regasification unit* menggunakan sistem *steam* sebagai *vaporizer* LNG, meskipun penggunaan *steam* tergolong cukup mahal dari segi investasi karena memerlukan investasi yang besar pada fasilitas *intake* dan *discharge*-nya (Egashira, 2013). Hal itu disebabkan oleh keterbatasan lahan yang ada di area dermaga Terminal LNG Benoa.

Menurut penelitian, penggunaan *aqueous glycol* sebagai *vaporizer* merupakan metode terbaik dan paling efisien dari segi investasi dan teknis saat ini (Egashira, 2013). Untuk itu perlu dikembangkanlah metode baru dengan menggunakan *aqueous glycol* yang saat ini belum diterapkan di Terminal LNG di Indonesia khususnya di *mini plant* LNG di Tanjung Benoa, Bali.

Sehingga pada Tugas Akhir kali ini, penulis ingin melakukan studi teknis yang akan sangat diperlukan untuk dijadikan bahan pertimbangan perusahaan dalam melakukan investasi atau pengembangan perusahaan. Suatu proyek dikatakan layak jika dalam pelaksanaannya dapat memberikan manfaat finansial dan keuntungan untuk

perusahaan itu sendiri. Metode perbandingan dilakukan dengan analisa penggantian penggunaan *steam* pada sistem *vaporizer* dengan *aqueous glycol*.

1.2 Perumusan Masalah

Dalam Tugas Akhir ini ada beberapa masalah yang dibahas dan dicari solusinya. Masalah-masalah tersebut adalah sebagai berikut:

1. Apa perbandingan keuntungan dan kelemahan penggunaan *steam* dan *aqueous glycol* pada sistem *vaporizer* di *regasification unit* LNG?
2. Bagaimana desain sistem *vaporizer* di *regasification unit* LNG menggunakan *aqueous glycol*?

1.3 Batasan Masalah

Penulisan dan pengerjaan Tugas Akhir ini memiliki batasan masalah berupa:

1. Masalah yang ditinjau pada Tugas Akhir ini hanya pergantian fluida dengan *aqueous glycol* pada *vaporizer* di *regasification unit* saja.
2. Pada Tugas Akhir ini tidak menganalisa kekurangan dan kelebihan dari sisi ekonomi.

1.4 Tujuan

Penulisan dan pengerjaan Tugas Akhir ini bertujuan untuk:

1. Mengetahui keuntungan dan kelemahan penggunaan *steam* dan *aqueous glycol* pada sistem *vaporizer* di *regasification unit* LNG.
2. Mengetahui desain sistem *vaporizer* di *regasification unit* LNG menggunakan *aqueous glycol*.

1.5 Manfaat

Manfaat dari analisa ini adalah:

1. Memberikan rekomendasi dari segi teknis kepada perusahaan mengenai penggunaan *aqueous glycol* bagi *vaporizer* di *regasification unit* LNG Tanjung Benoa, Bali.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pengkajian Aspek Teknis

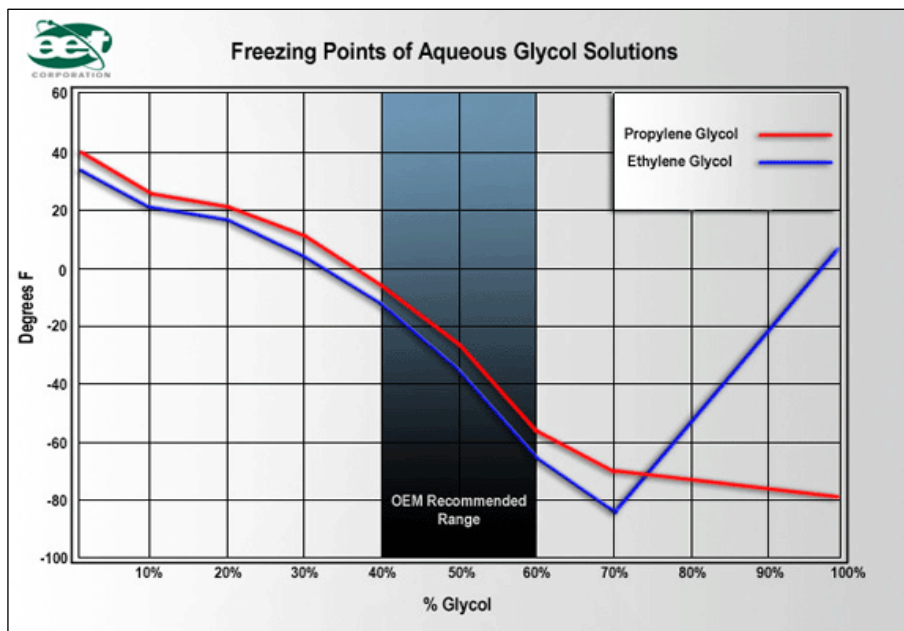
Pengkajian aspek teknis dalam studi kelayakan dimaksudkan untuk memberikan batasan garis besar parameter-parameter teknis yang berkaitan dengan perwujudan fisik proyek. (Soeharto, 2003).

Pengkajian aspek teknis dalam penulisan laporan Tugas Akhir ini mencakup hal-hal berikut:

1. Menentukan desain dari *heater* pada *regasification unit*.
2. Mencari dan memilih spesifikasi komponen pada *regasification unit*.

2.2 Aqueous Glycol

Aqueous glycol adalah senyawa kimia yang dapat digunakan untuk merubah fase LNG dari air menjadi uap dengan memanaskan *glycol* yang dingin menggunakan *fan*. Uap yang dihasilkan ini dapat memanaskan LNG yang nantinya berfungsi sebagai *vaporizer* di *regasification unit* LNG (Egashira, 2013). Penggunaan *glycol* dalam campuran dengan air sebanyak 35% karena jika kadar *glycol* semakin tinggi menyebabkan sifat korosif yang semakin tinggi pula.

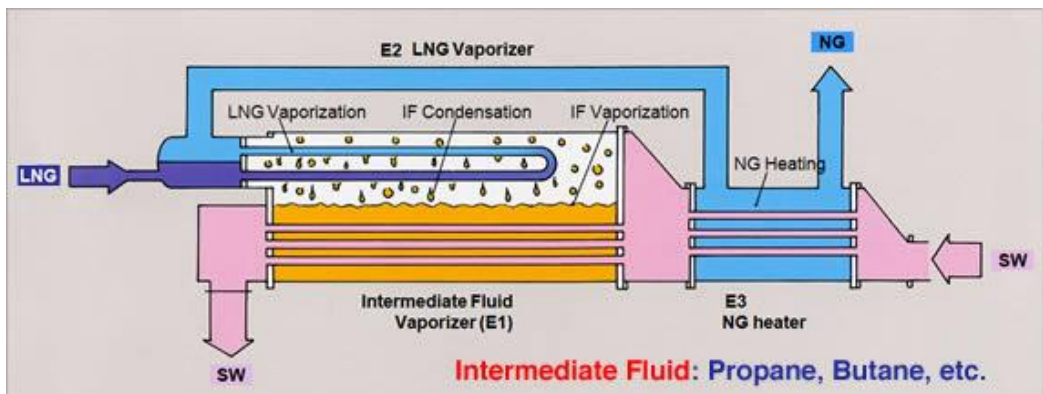


Gambar 2.1 Titik Beku *Aqueous Glycol*

(Sumber: kobelco)

2.3 LNG Vaporizer

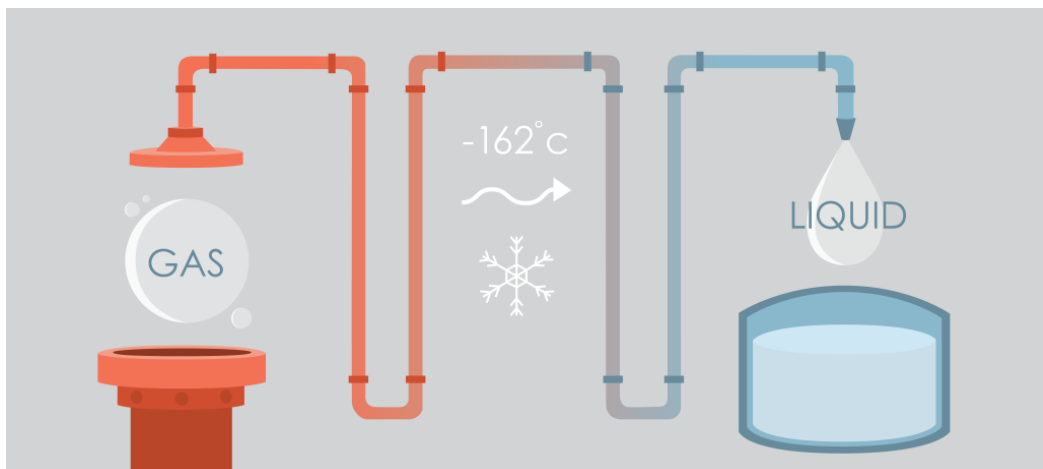
LNG *vaporizer* adalah alat pemindah perpindahan panas yang berfungsi untuk merubah fase fluida dari cair menjadi gas. Fungsi dari *vaporizer* sendiri merubah fase pada fluida yang memiliki karakteristik *cyrogenic*, hal tersebut sangat cocok pada fluida seperti LNG yang memiliki temperatur -160°C pada tekanan atmosfer pada saat fase cair. Contoh dari *vaporizer* LNG dapat dilihat pada Gambar 2.2.



Gambar 2.2 LNG Vaporizer

(Sumber: kobelco)

2.4 LNG (Liquefied Natural Gas)



Gambar 2.3 Perubahan Fase LNG

(Sumber: steelheadlng)

Menurut buku “Transportasi LNG Indonesia” LNG adalah Gas Alam (Metana-CH₄) yang didinginkan sampai suhu minus 160°C pada tekanan atmosfer yang membuatnya menjadi zat cair dan volumenya menjadi 1/600 dari kondisi semula sebagai gas.

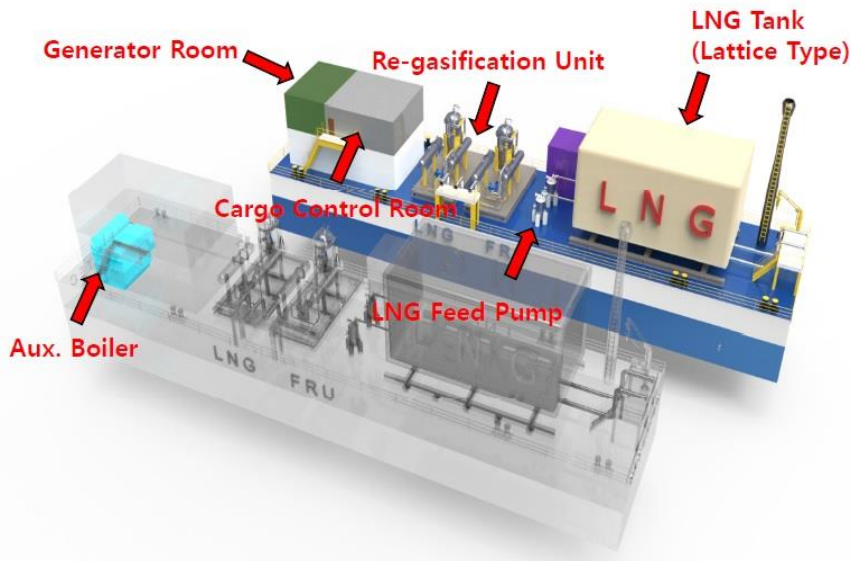
LNG memiliki kisaran volume 1/600 dari gas alam pada suhu dan tekanan standar dimana dari kondisi tersebut pengangkutan LNG dapat dilakukan dalam jumlah besar dengan kapal LNG yang jenis tangkinya adalah *membrane* atau *moss*. Kepadatan energi pada LNG sebanding dengan bahan petrol dan diesel dimana menghasilkan polusi yang lebih sedikit dengan biaya produksi yang tinggi.

Hal tersebut yang membuat penulis tertarik untuk membahas bidang LNG sebagai energi terbarukan sebagai bidang yang akan diteliti agar dikembangkan lagi kedepannya.

2.5 Regasification Unit

Regasifikasi adalah proses konversi gas alam cair (LNG) di -160°C kembali ke gas alam. *Regasification unit* dapat terletak di darat maupun di laut. Pada Terminal LNG Tanjung Benoa sendiri menggunakan FRU (*Floating Regasification Unit*) sebagai sistem regasifikasinya.

Menggunakan FRU memiliki keuntungan yaitu bebas lahan dan dapat dapat digunakan kembali di *Mini LNG Plant* lain jika usia pemakaian masih memungkinkan dan kesesuaian dengan *Mini LNG Plant* yang didesain. Pada umumnya FRU menggunakan media air laut sebagai *vaporizer*-nya, untuk *Mini LNG Plant* di Tanjung Benoa, Bali menggunakan *steam* sebagai media *vaporizer* dari LNG. Rancangan gambar dari FRU di *Mini LNG Plant* Tanjung Benoa, Bali dapat dilihat pada Gambar 2.4.



Gambar 2.4 FRU LNG Tanjung Benoa, Bali

(Sumber: *Floating Regasification Unit* PT. Jaya Samudra Karunia)

2.6 Tanjung Benoa Bali

Tanjung Benoa adalah sebuah kelurahan di wilayah Kecamatan Kuta Selatan, Kabupaten Badung, Bali. Tanjung Benoa merupakan tempat wisata di Bali yang terkenal akan pantainya. Tempat ini juga merupakan surganya wahana air seperti *banana boat*, *scuba diving*, *parasailing*, *rolling donut*, *seawalker*, *flying fish*, *snorkeling*. Selain itu, terdapat pelayaran menuju Pulau Penyu tempat hidup dan penangkaran seekor kura-kura, ular, jalak bali, dan sebagainya. Sehingga tidak salah kalau Tanjung Benoa dikenal sebagai pusat wisata bahari di Bali.



Gambar 2.5 Peta Tanjung Benoa, Bali

(Sumber: tripadvisor)

Aktivitas wahana air sangat tergantung dari kondisi pasang surut air laut yang dikenal istilah pasang purnama dan pasang tilem. Jika kena pengaruh bulan tilem, atraksi wisata laut baru bisa dilaksanakan di atas pukul 11.00 hingga sore. Sebaliknya, kalau terkena pengaruh pasang purnama, wisatawan bisa memulai aktivitas wisata tirta sejak pagi hari, sekitar pukul 09.00 hingga sore hari biasanya sampai jam 4 sore. Bibir pantai Tanjung Benoa memiliki laut yang aman, nyaman dan indah. Karang lautnya masih lestari, sehingga ombak akan pecah di luar, sebelum menyentuh bibir pantai. Karena itu, di pantai Tanjung Benoa dikenal istilah "laut dangkal" dan "laut dalam".

2.7 Process Design Calculation

2.7.1 Heat Exchanger Design

Heat exchanger adalah sebuah alat yang mengatur efisiensi penukaran panas dari satu fluida ke fluida yang lain melalui sebuah perantara (Kern, 1965). Ada dua tipe utama *heat exchanger*, yaitu:

- *Recuperative type*, merupakan penukar panas yang menukarkan panas salah satunya dengan menggunakan dinding yang memisahkan fluida.
- *Regenerative type*, merupakan penukar panas yang menukarkan fluida panas dan dingin dalam satu ruang yang mengandung sebuah *matrix* dari material yang bekerja sebagai alternatif sumber penukar panas.

Beberapa konsep yang harus dipahami tentang *heat exchanger* adalah sebagai berikut:

- *Calories* (Cal) yaitu standar satuan dari perhitungan untuk panas yang merupakan nilai dari energi yang dibutuhkan untuk mencapai temperatur dari satu gram air dari 19.5°C menjadi 20.5°C dibawah standar tekanan atmosfer yaitu pada 1.033 kg/cm² (14.7 psi).
- *British Thermal Units* (BTU) adalah standar satuan dari perhitungan untuk panas. BTU didefinisikan sebagai nilai dari energi yang dibutuhkan untuk menaikkan temperatur dari satu pond air dari temperatur 58.5°F sampai 59.5°F dibawah tekanan standar dari 30 *inches mercury* (14.7 psi).
- Beberapa satuan yang harus diperhatikan dapat dilihat pada Tabel 2.1.

Tabel 2.1 Konversi untuk Satuan *Heat Exchanger*

Unit	Multiply	To obtain
1 Btu	1055	J
	1.055	kJ
	0.2521	kcal
	107.7	Kgf.m
	778.7	Ft.lbf
1 Cal	4.18	J
	0.00396	Btu
	0.00000116	kW.h
1 kcal	1000	Cal
	3.9604	Btu

Specific heat atau panas spesifik didefinisikan sebagai nilai dari energi panas yang dibutuhkan untuk menaikkan satu gram substansi per satuan temperatur dengan formula sebagai berikut. (Primo, 2012)

$$Q = m \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1)$$

Dimana:

Q = Energi panas (Joule) (Btu)
 m = Massa dari zat (Kilogram) (Pounds)
 C_p = *Specific heat* (J/Kg°C) (Btu/Pound/°F)
 $(T_2 - T_1)$ = Perubahan temperatur (°C) (°F)

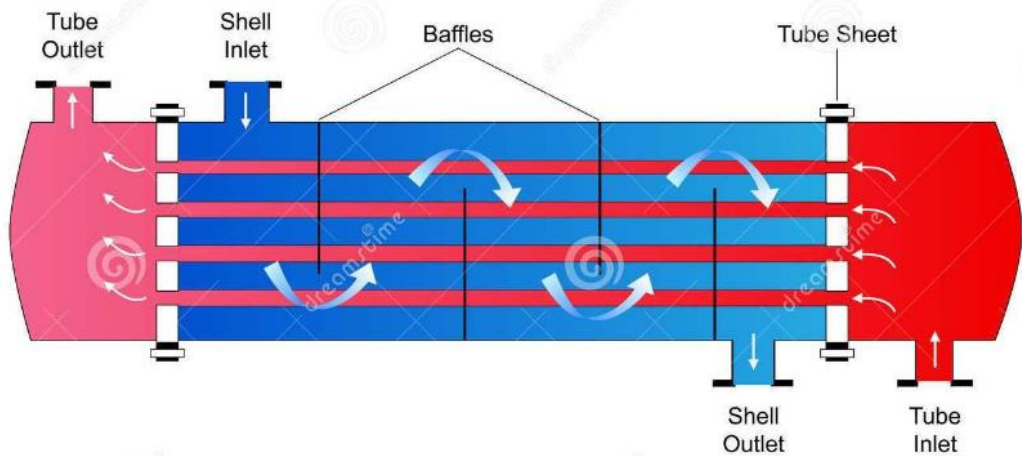
Semakin tinggi panas spesifik maka energi yang dibutuhkan untuk mengubah temperatur semakin besar begitupun sebaliknya.

Berikut ini merupakan proses mendesain *heat exchanger* secara keseluruhan.

1. Hitung kebutuhan laju perpindahan panas (Q) dalam Btu/hr dari informasi spesifik tentang aliran fluida dan temperatur.
2. Buat sebuah estimasi awal dari keseluruhan koefisien perpindahan panas, U, sesuai dengan fluida yang digunakan.
3. Hitung perbedaan rata-rata log temperatur, ΔT_m , temperatur dari *inlet* dan *outlet* dari dua fluida.
4. Hitung estimasi area perpindahan panas yang dibutuhkan menggunakan:

$$A = \frac{Q}{(U \cdot \Delta T_m)}$$

5. Pilih sebuah bentuk *heat exchanger* awal.
6. Buat sebuah detail estimasi dari keseluruhan koefisien perpindahan panas, U, sesuai dengan bentuk *heat exchanger* awal.
7. Estimasi penurunan tekanan yang melalui *heat exchanger*. Jika terlalu tinggi, ubah bentuk *heat exchanger* sampai penurunan tekanan dapat diterima.
8. Jika estimasi baru dari U berbeda secara signifikan dari pada estimasi sebelumnya, ulangi langkah 4 sampai 7 sebanyak waktu yang dibutuhkan sampai dua estimasi sama dengan tingkat yang diinginkan secara akurat.
9. Masukkan informasi yang dibutuhkan. Untuk memulai *heat exchanger design process*, beberapa informasi yang dibutuhkan adalah sebagai berikut.
 - Dua fluida yang digunakan perlu diidentifikasi.
 - Kapasitas panas dari masing-masing fluida yang dibutuhkan.
 - Kebutuhan temperatur awal dan akhir untuk satu dari fluida yang dibutuhkan.
 - Nilai desain dari temperatur awal dari fluida lain yang dibutuhkan.
 - Sebuah estimasi awal untuk nilai dari koefisien perpindahan panas secara keseluruhan, U, juga dibutuhkan.



Gambar 2.6 Heat Exchanger

(Sumber: dreamstime)

Beberapa persamaan untuk perhitungan desain *heat exchanger* sebagai *vaporizer* LNG:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m$$

Dimana ΔT_m adalah sebagai berikut:

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}}$$

Dimana:

- T_1 = Inlet tube side fluid temperature
- t_2 = Outlet shell side fluid temperature
- T_2 = Outlet tube side fluid temperature
- t_1 = Inlet shell side fluid temperature

Ketika digunakan sebagai sebuah persamaan desain untuk menghitung kebutuhan panas *surface area*, persamaan akan menjadi:

$$A = \frac{Q}{(U \times \Delta T_m)}$$

Dimana:

A = Heat transfer area (m^2) (ft^2)

Q = Heat transfer rate (kJ/h) (Btu/h)

U = Overall heat transfer coefficient ($\text{kJ/h.m}^2.\text{°C}$)
(Btu/hr.°F)

ΔT_m = Log mean temperatur difference (°C) (°F)

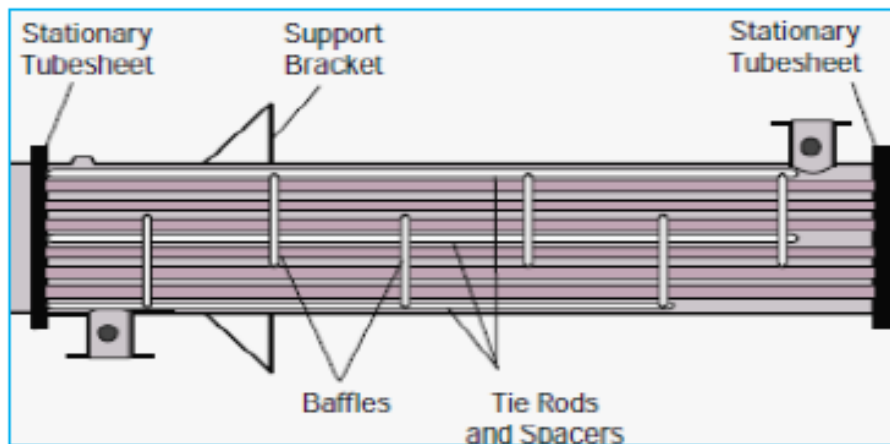
C_t = Liquid spesific heat, tube side (kJ/kg.°K)
(Btu/lb.°F)

C_B = Liquid spesific heat, shell side (kJ/kg.°K)
(Btu/lb.°F)

2.7.2 Heat Exchanger Layout

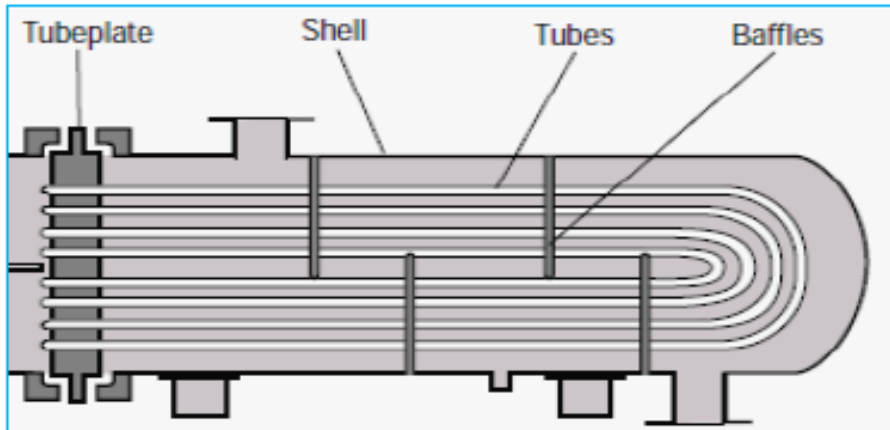
Tube bundles atau *tube stack* dirancang untuk aplikasi sesuai dengan kebutuhan konsumen, termasuk penggantian langsung unit yang ada. Terdapat 2 jenis *tube bundles*:

- *Fixed Tube Sheet*. *Fixed tube sheet heat exchanger* memiliki *tube* lurus yang *secured* pada kedua ujungnya dengan *tube sheet* dilas ke *shell*.
- *U-Tube*. Sesuai namanya *U-tube heat exchanger* berbentuk bengkok seperti huruf U dan hanya ada satu *tube sheet* dalam *U-tube heat exchanger*.



Gambar 2.7 Fixed Tube Sheet Heat Exchanger

(Sumber: *Shell and Tube Heat Exchangers Basic Calculations*, Jurandir Primo, PE)



Gambar 2.8 U-Tube Heat Exchanger

(Sumber: *Shell and Tube Heat Exchangers Basic Calculations*, Jurandir Primo, PE)

Bundle diameter (D_b) dapat diestimasi menggunakan:

$$D_b = d_o \left(\frac{N_t}{K_1} \right)^{1/n}$$

Dimana:

D_o = Diameter luar *tube*

N_t = Jumlah *tube*

$K_1 - n$ = lihat Tabel 2.2

Tabel 2.2 $K_1 - n$

Triangular Pitch $p_t = 1.25 d_o$					
Number Passes	1	2	4	6	8
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675

Square Pitch $p_t = 1.25 d_o$					
Number Passes	1	2	4	6	8
K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

Diameter Dalam *Shell* (*Pull Through*):

$$\frac{88 + 9(D_b - 0.2)}{1000 + D_b}$$

Diameter Dalam *Shell (Split Ring)*:

$$\frac{50 + 28(D_b - 0.2)}{1000} + D_b$$

Diameter Dalam *Shell (Outside Packed)*:

$$\frac{38}{1000} + D_b$$

Diameter Dalam *Shell (Fixed and U-Tube)*:

$$\frac{2D_b + 9.6}{1000} + D_b$$

2.8 Mechanical Design Calculation

2.8.1 Minimum Shell Side Thickness for Vessel Under Internal Pressure

Perhitungan berdasarkan ASME *Section VIII, Division 1 paragraph UG-27*.

Dimana:

- T = Ketebalan minimum *shell*
- P = Tekanan internal
- R = Radius dalam *shell* yang dipertimbangkan, inches
- S = Tegangan maksimum yang diijinkan, psi. pada temperatur desain
- E = Efisiensi sambungan. Lihat UW-12 untuk *shell* yang dilas. Lihat UG-53 untuk ligamen antara bukaan

Stress based on circumferential stress:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

Elipsoidal head minimum thickness:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P}$$

Stress based on longitudinal stress:

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P}$$

2.8.2 Minimum Tube Side Thickness for Vessel Under Internal Pressure for Hydrotest

Perhitungan berdasarkan ASME Section VIII, Division 1 paragraph UG-27.

Dimana:

- T = Ketebalan minimum *shell*
- P = Tekanan internal
- R = Radius dalam *shell* yang dipertimbangkan, inches
- S = Tegangan maksimum yang diijinkan, psi. pada temperatur desain
- E = Efisiensi sambungan. Lihat UW-12 untuk *shell* yang dilas. Lihat UG-53 untuk ligamen antara bukaan

Stress based on circumferential stress:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

Stress based on longitudinal stress:

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P}$$

2.8.3 Minimum Tube Side Thickness for Cryogenic Flow

Dimana:

- D = Diameter luar
- d = Diameter dalam
- E = Faktor Kualitas
- P = Tekanan internal
- S = Nilai tegangan
- t = Ketebalan dinding
- W = Kekuatan sambungan las
- Y = Koefisien dari tabel 304.1.1 untuk $6 < D/t$
- c = *Sum of mechanical allowance*

Untuk $t < D/6$ ketebalan tidak boleh kurang dari formula manapun yang lebih besar.

$$t = \frac{PD}{2(SEW + PY)}$$

$$t = \frac{P(d + 2c)}{2(SEW + P(1 - Y))}$$

Tekanan kerja eksternal maksimum yang diijinkan dihitung sebagai berikut.

$$P_a = \frac{4B}{3\left(\frac{D_o}{t}\right)}$$

2.9 Pressure Relief Valve Sizing

Semua bejana tekan, terlepas dari ukuran atau tekanannya, harus dilengkapi dengan perlindungan tekanan berlebihan sesuai dengan persyaratan yang berlaku. Berikut ini tambahan yang harus diperhatikan:

- Pengguna atau agen yang ditunjuk bertanggung jawab untuk mengidentifikasi semua potensi skenario tekanan berlebihan dan metode perlindungan tekanan berlebihan yang digunakan untuk mengurangi terjadinya skenario tersebut.
- Pengguna bertanggung jawab untuk memastikan bahwa sistem perlindungan tekanan berlebihan terpasang dengan baik sebelum dioperasikan.
- Jika perangkat pelepas tekanan akan dipasang, hal tersebut merupakan tanggung jawab dari pengguna atau agen yang ditunjuk untuk ukuran dan memilih perangkat pelepas tekanan berdasarkan layanan yang dimaksud. Pertimbangan layanan yang dimaksud meliputi, tetapi tidak terbatas pada:
 - a. *Normal operating dan upset conditions*
 - b. *Fluids*
 - c. *Fluids phases*
- Sistem perlindungan tekanan berlebihan harus disediakan oleh produsen pembuat bejana untuk pemahaman yang lebih baik terhadap desain perlindungan tekanan berlebihan.

2.10 PSV (Pressure Safety Valve) Calculation and Requirement

- *Test Condition*

Tes sertifikasi kapasitas untuk perangkat pelepas tekanan untuk cairan kompresibel dilakukan pada uap jenuh kering, atau udara, atau gas. Ketika uap jenuh kering digunakan, batas untuk tujuan uji harus 98% kualitas minimum dan 20°F (10°C) *maximum superheat*.

Tes sertifikasi kapasitas untuk perangkat pelepas tekanan untuk cairan mampat dilakukan di atas air pada suhu antara 40°F (5°C) dan 125°F (50°C).

- *Relief Area of PSV*

Untuk operasi uap jenuh kering, daerah lega diperlukan *relief area of PSV* yang dapat dihitung sebagai berikut:

$$A = \frac{W_T}{51.5P}$$

Dimana:

W_T = *Required release flow*, N/Hr

P = *Set pressure*, MPa

A = *Relief area*, mm²

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

Metodologi yang dilakukan adalah mengumpulkan data penelitian yang pernah dilakukan pada *regasification unit* LNG di Tanjung Benoa, Bali. Kemudian data dibuat secara 3D menggunakan aplikasi CAD/CAM. Bentuk 3D yang dibuat yakni bentuk pada bagian *regasification unit*. Kemudian bentuk tersebut akan dibentuk dan disesuaikan dengan penggantian jenis *vaporizer* dari *steam* menjadi *aqueous glycol*.

3.1 Identifikasi dan Perumusan Masalah

Kegiatan yang dilakukan adalah awal dari penelitian, yaitu mencari masalah yang akan diteliti melalui observasi. Perumusan masalah dari penelitian ini adalah apakah *aqueous glycol* mampu digunakan sebagai fluida pada *vaporizer* pada *regasification unit* LNG.

3.2 Studi Literatur

Studi literatur merupakan tahap pencarian dasar teori yang dijadikan landasan untuk melakukan penelitian. Bahan untuk studi literatur didapat dari buku dan jurnal. Studi literatur yang digunakan mengacu pada penggunaan *aqueous glycol* sebagai *vaporizer*. Berikut ini merupakan beberapa standar yang harus diperhatikan dalam mendesain *regasification unit* di Tanjung Benoa, Bali.

- ASME BPVC Section VIII Division I, *Rules for Construction of Pressure Vessels*
- ASME BPVC Section II Part D, *Materials*
- ASME B31.3, *Process Piping*
- ASME B16.5, *Pipe Flangers and Flanged Fittings*

3.3 Pengumpulan Data dan Spesifikasi Aqueous Glycol

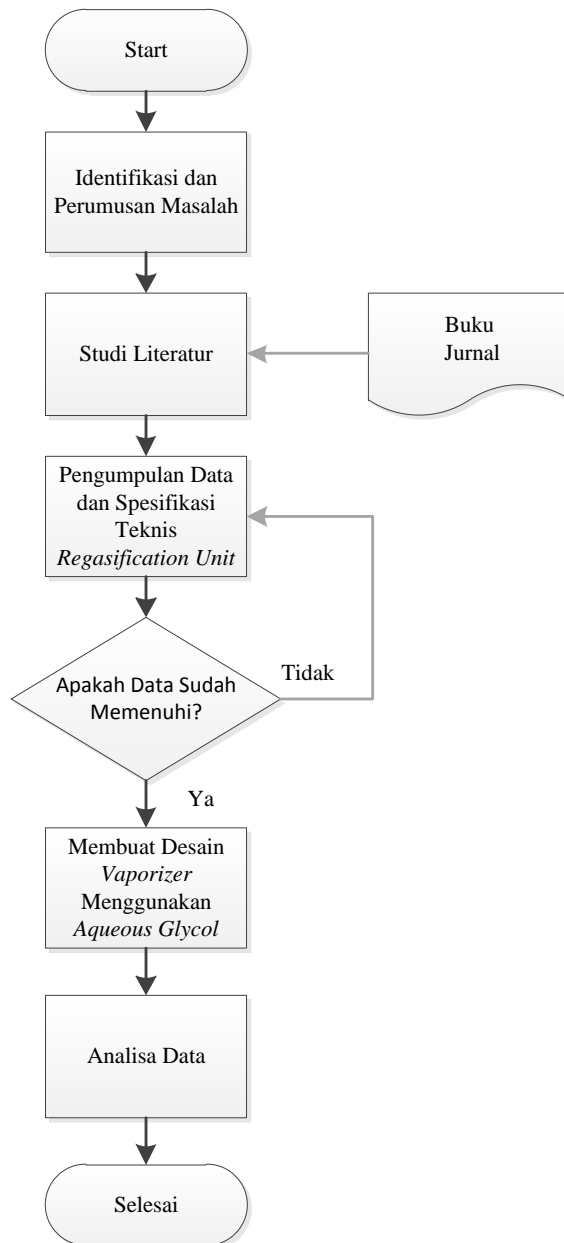
Pengumpulan data dan spesifikasi *regasification unit* digunakan untuk membuat desain secara tepat dan sesuai dengan keadaan lapangan. Pengumpulan data menggunakan data dari Terminal LNG Tanjung Benoa, Bali yang di bantu oleh *engineer* yang menangani pembangunan Terminal LNG.

3.4 Membuat Desain Vaporizer dengan Menggunakan Aqueous Glycol

Proses pemodelan dilakukan untuk melakukan penelitian dan menganalisa teknis pada sistem *vaporizer* bila menggunakan *aqueous glycol*.

3.5 Analisa Data

Dari desain yang dihasilkan akan didapat spesifikasi yang dibutuhkan jika *aqueous glycol* diterapkan sebagai *vaporizer* di Terminal LNG Tanjung Benoa, Bali.



Gambar 3.1 Flowchart

BAB IV ANALISA DATA

4.1 Pengumpulan Data Dan Spesifikasi Teknis *Regasification Unit*

4.1.1 Pengumpulan Data *Vaporizer* pada LNG *Regasification Unit* di Tanjung Benoa, Bali

Terminal suplai LNG merupakan tempat pencairan gas alam yang disuplai dari sumur-sumur produksi gas alam melalui jaringan pipa. Terminal penerima LNG di Bali kapasitasnya menyesuaikan dengan kebutuhan gas bagi PLTGU di Bali Utara (200 MW), yaitu kapasitas FRU sebesar 50 MMSCFD. Sebuah *Floating Storage Unit* (FSU), adalah kapal jenis sistem tangki terapung yang digunakan oleh industri gas lepas pantai dan dirancang untuk mengambil semua gas yang dihasilkan dari *platform* atau LNG *Plant* dekatnya, mengalirkan, dan menyimpannya sampai gas dapat diturunkan & dialirkan ke *sebuah regasification plant* di *land base*, kapasitas tangki FSU ini berkisar antara 20.000 m³ hingga 210.000 m³.

Dalam pendesainan peletakkan Terminal LNG harus mempertimbangkan infrastruktur lingkungan sekitar terutama pertimbangan mengenai jalur pelayaran LNG *Carrier* yang dipergunakan sebagai alat transportasi yaitu dengan melihat ukuran dari kapal LNG *Carrier* tersebut. Terminal penerima LNG memiliki beberapa fasilitas diantaranya adalah tangki penyimpanan LNG, unit regasifikasi, BOG, suplai *power* atau energi, unit perlengkapan untuk kapal sandar ketika *unloading*, dan fasilitas lain yang mendukung sistem pada Terminal LNG.



Gambar 4.1 FRU LNG Tanjung Benoa, Bali

(Sumber: *Floating Regasification Unit* PT. Jaya Samudra Karunia)

Pada umumnya regasifikasi LNG dilakukan *off-shore* maupun *on-shore* namun pada masing-masing metode terdapat kekurangan dan kelebihan, seperti pada *off-shore* memiliki kekurangan seperti kapasitas regasifikasi yang kecil namun keuntungan dari *off-shore* tidak perlu melakukan pembebasan tanah sehingga dapat berpindah-pindah, pada *on-shore* kekurangannya biaya yang dikeluarkan untuk membangun terminal regasifikasi lebih besar dibanding *off-shore* namun kelebihan dari regasifikasi *on-shore* yaitu dapat menghasilkan produk dengan kapasitas yang jauh lebih besar.

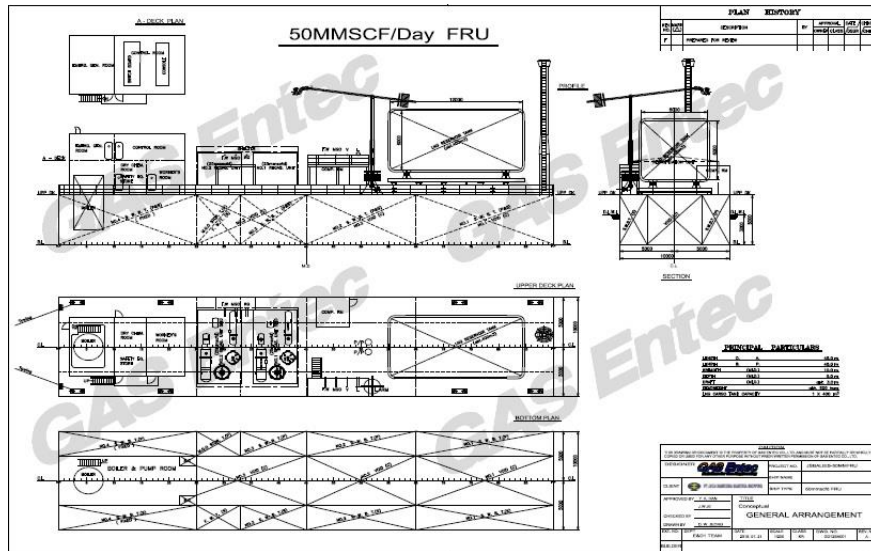
Pada pabrik regasifikasi ini akan menyuplai gas alam yang akan di distribusikan ke PLTG yang ada di daerah Celukan Bawang yaitu PLTG Pamaron dan PLTG Gilimanuk karena Celukan Bawang berada di antara Gilimanuk dan Pamaron sehingga PLTG ini dapat memakai gas alam sebagai bahan bakar dan dapat mengurangi pemakaian solar (HSD).

PLTG Pamaron membutuhkan 26 MMSCFD, Gilimanuk 16 MMSCFD, Pesanggaran 32,4 MMSCFD. Total kapasitas gas alam yang dibutuhkan untuk mensuplai gas alam ke PLTG yang ada di bali sebesar 74,4 MMSCFD. Kapasitas pabrik ini adalah 100 MMSCFD. PLTG Pamaron dapat menghasilkan listrik sebesar 120 MW, Gilimanuk 130 MW, Pesanggaran 157,8 MW, total kapasitas listrik PLTG yang ada di Bali dapat menghasilkan 407,8 MW dimana total kebutuhan listrik di Bali sebesar 547,8 MW, sehingga apabila PLTG Pamaron, Pesanggaran, dan Gilimanuk digunakan dapat membantu 74,4% kapasitas listrik di Bali. Berikut adalah spesifikasi fluida yang digunakan pada desain *vaporizer* dengan menggunakan *steam* di FSRU Tanjung Benoa, Bali.

4.1.2 Pengumpulan Spesifikasi Teknis *Vaporizer* pada LNG *Regasification Unit* di Tanjung Benoa, Bali

Penggunaan sistem *floating* pada *regasification unit* LNG dianggap banyak menguntungkan, selain yang dijelaskan pada sub bab sebelumnya berikut adalah alasan *Mini Plant* LNG Tanjung Benoa, Bali menggunakan sistem *floating*:

1. Bebas lahan tanah
2. Bisa berpindah lokasi
3. Bebas biaya pajak tanah
4. Membutuhkan *cost* yang lebih rendah dibandingkan dengan *on-shore*



Gambar 4.2 GA FRU LNG Tanjung Benoa, Bali

(Sumber: *Floating Regasification Unit* PT. Jaya Samudra Karunia)

- **Spesifikasi Komponen Vaporizer Pada LNG Regasification Unit di Tanjung Benoa, Bali**

Setelah mengetahui *General Arrangement* dari FRU LNG Tanjung Benoa, Bali untuk menganalisa teknis data yang diperlukan selanjutnya adalah spesifikasi komponen dari sistem regasifikasi yaitu:

1. *LNG Feed Pump (Barrel Type)*

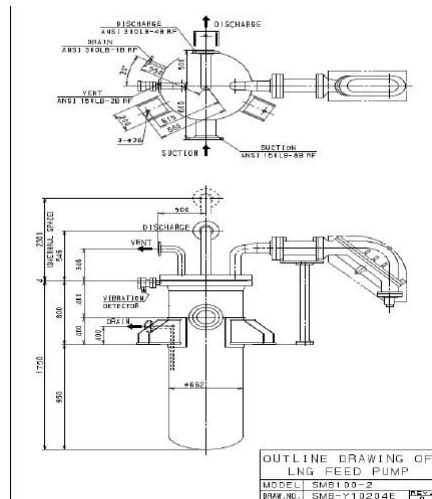
Maker	EBARA
Type	3ECC-12
Operating Temp	-160
S.G	0.470
Head(Rated)	150M
NPSHR	0.40M
Powered	30kw
Suction. Press	5.0 bar
Disch. Press	13.0 bar
Volt/Hz	380V/50Hz
Rated Flow	100 m ³ /hr

**SALES OUTLINE DRAWING
NOT FOR FABRICATION OR MANUFACTURE**

Gambar 4.3 Spesifikasi LNG Feed Pump

(Sumber: *Floating Regasification Unit* PT. Jaya Samudra Karunia)

Maker	SHINKO
Type	SMB100-2
Operating Temp	-160
S.G	0.470
Head(Rated)	150M
NPSHR	0.35M
Powered	38kw
Suction. Press	3.0 bar
Disch. Press	15.0 bar
Volt/Hz	380V/50Hz
Rated Flow	100 m ³ /hr / Min. Flow: 40m ³ /hr

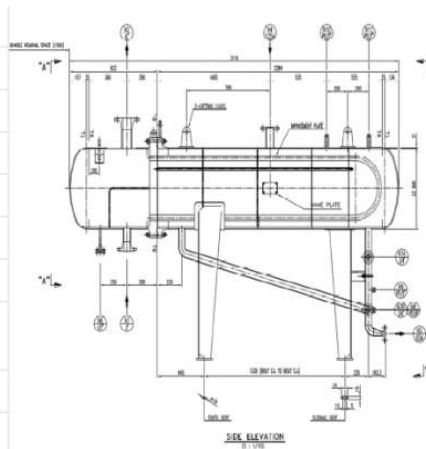


Gambar 4.4 Spesifikasi LNG Feed Pump

(Sumber: *Floating Regasification Unit* PT. Jaya Samudra Karunia)

2. Forcing Vaporizer

Maker	DongHwa Entec
Type	Shell & Tube
Capacity	25mmscfd
Inlet Temp	-163
Outlet Temp	-100
Inlet Press	10.0 bar
Outlet Press	9.8 bar
Steam Consumption	4.9 ton/hr
Steam Press	7.0 bar
Design Press	15.0 bar

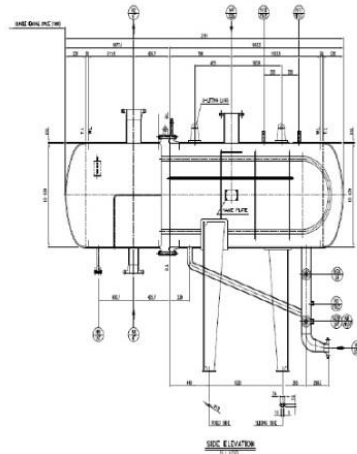


Gambar 4.5 Spesifikasi Forcing Vaporizer

(Sumber: *Floating Regasification Unit* PT. Jaya Samudra Karunia)

3. HT Gas Heater & BOG Heater

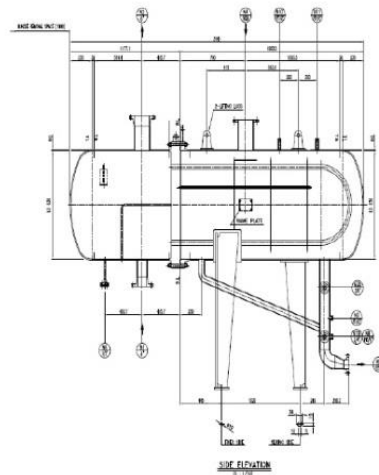
Maker	DongHwa Entec
Type	Shell & Tube
Capacity	25mmscfd
Inlet Temp	-100
Outlet Temp	+40
Inlet Press	9.8 bar
Outlet Press	9.7 bar
Steam Consumption	2.1 ton/hr
Steam Press	7.0 bar
Design Press	15.0 bar



Gambar 4.6 Spesifikasi Gas Heater

(Sumber: *Floating Regasification Unit* PT. Jaya Samudra Karunia)

Maker	DongHwa Entec
Type	Shell & Tube
Capacity	1200 kg/hr
Inlet Temp	-140
Outlet Temp	+40
Inlet Press	0.25 bar
Outlet Press	0.21 bar
Steam Consumption	0.4 ton/hr
Steam Press	7.0 bar
Design Press	15.0 bar

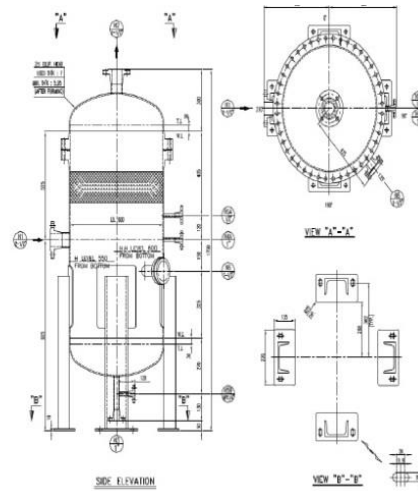


Gambar 4.7 Spesifikasi BOG Heater

(Sumber: *Floating Regasification Unit* PT. Jaya Samudra Karunia)

4. Separator & Drain Pot

Maker	DongHwa Entec
Capacity	1.8 m3
Internal Press	9.8 bar
Internal Temp	-100
Gas Density	9.804 kg/m3
Drain Liquid Density	305.0 kg/m3

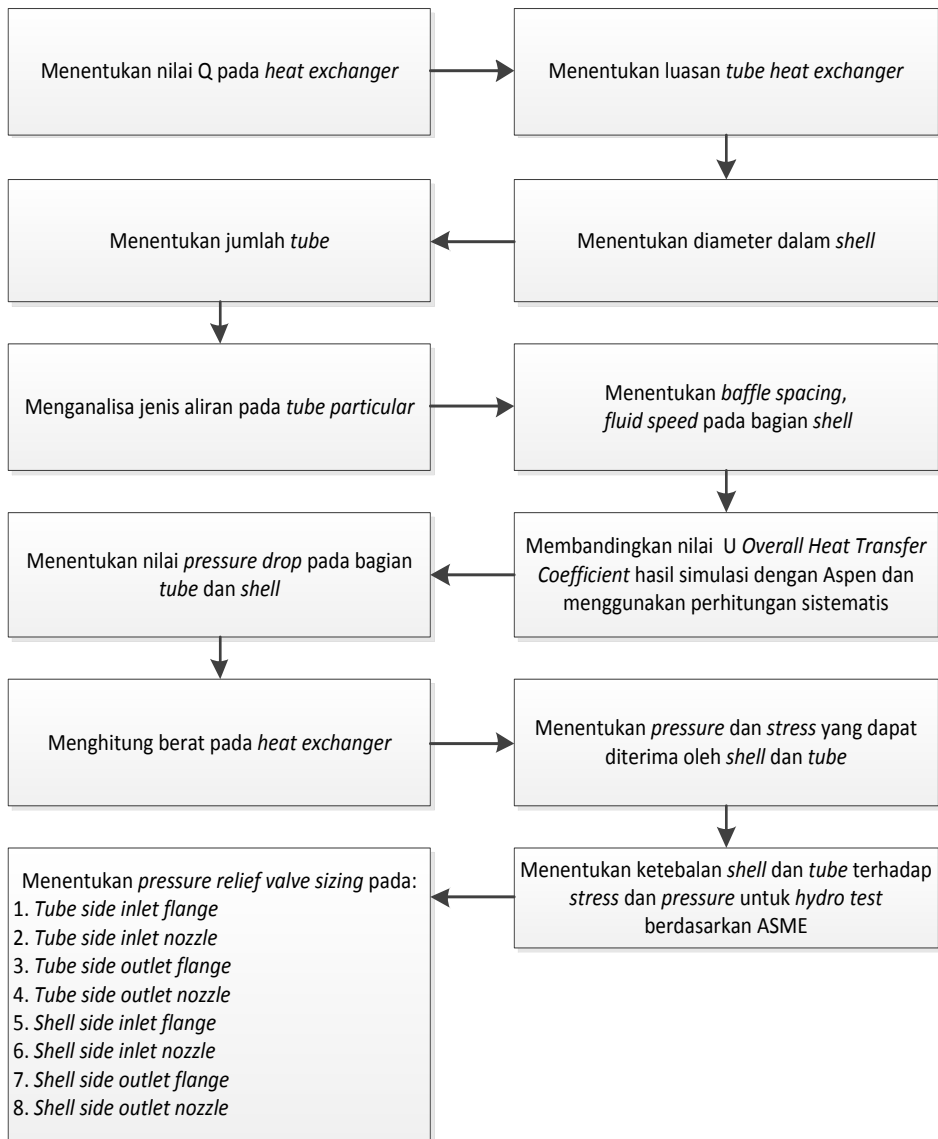


Gambar 4.8 Spesifikasi Separator & Drain Pot

(Sumber: *Floating Regasification Unit* PT. Jaya Samudra Karunia)

4.2 Desain Vaporizer Menggunakan Aqueous Glycol

4.2.1 Process Design Calculation



Gambar 4.9 Flowchart Proses Desain

4.2.1.1 Process Design Heat Exchanger

a. Detail Perhitungan Heat Exchanger

Beberapa informasi yang harus diketahui sebelum melakukan perhitungan adalah sebagai berikut:

- Jumlah LNG yang diubah menjadi gas oleh *regasification unit* Tanjung Benoa, Bali adalah 1150 m³/hari. Jumlah ini adalah jumlah yang dibutuhkan dalam satu hari. Dan untuk menentukan perhitungan *heat exchanger* dibutuhkan kapasitas kebutuhan dalam satuan jam sehingga dapat dihitung sebagai berikut.

$$Q = \frac{Q_{LNG}}{24} = \frac{1150}{24} = 47.9 \frac{m^3}{Hour} = 20670 \text{ kg/Hour}$$

$$Q = m1 = 20670 \text{ kg} = 45569.49 \text{ Pound (lb)}$$

*) Catatan: $\rho_{LNG} = 431.5 = \text{kg/m}^3$, $1 \text{ kg} = 2.20462 \text{ Pound (lb)}$

Setelah menentukan massa aliran dari LNG maka tahapan selanjutnya adalah menentukan spesifikasi *heat exchanger* dengan langkah sebagai berikut:

1. Langkah Pertama: Penentuan temperatur *inlet* dan *outlet* yang masuk ke *heat exchanger* serta beberapa indikator lain yang harus didefinisikan.

Tabel 4.1 Temperatur Keluar dan Masuk

Keterangan	Nilai (°C)	Nilai (°K)
Input Temperature LNG (T ₁)	-160	113.15
Output Temperature LNG (T ₂)	16	289.15
Input Temperature Glycol (t ₁)	30	303.15
Output Temperature Glycol (t ₂)	15	288.15

2. Langkah kedua: Penentuan jumlah energi yang dibutuhkan untuk memanaskan LNG. Jumlah energi yang dibutuhkan untuk menghitung perpindahan panas dihitung dengan rumus sebagai berikut:

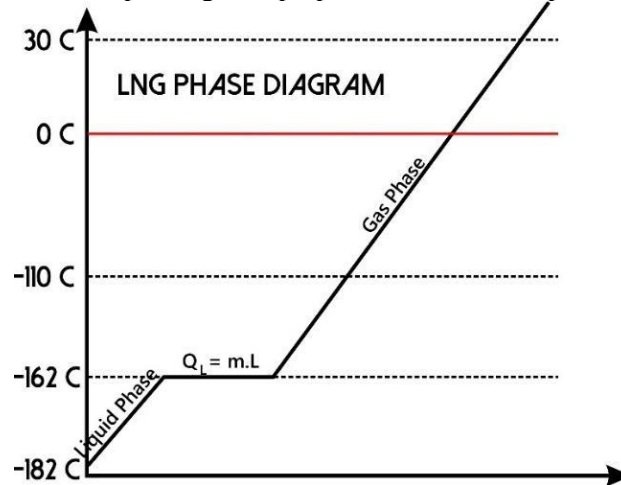
$$Q = m \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1)$$

Energi yang dibutuhkan LNG untuk memanaskan LNG dari temperatur -160°C menjadi 15°C adalah sebagai berikut:

*) Catatan:

- Proses pemanasan LNG merupakan proses untuk meregasifikasikan gas cair menjadi gas, maka perhitungan kalor harus memperhatikan perubahan fase.
- Nilai C_p LNG adalah 3.3659 kJ/kg.K

Gambar 4.10 merupakan grafik perpindahan kalor dan perubahan fase LNG.



Gambar 4.10 LNG Phase Diagram

Sehingga berikut merupakan hasil perhitungannya:

$$Q_1 = C_p \cdot (T_2 - T_1)$$

$$Q_1 = \left(\frac{20670 \text{ kg/h}}{3600 \text{ kg/s}} \right) \times (3.3659 \text{ kJ/kg.K}) \times (1000 \text{ g/kg}) \times |16 - (-160)|^\circ\text{C} = 3401354 \text{ W} = 3401.354 \text{ kW}$$

Karena efisiensi dari *heat exchanger* diasumsikan sebesar 80% sehingga besar Q adalah:

$$Q = \left(\frac{Q_1}{\eta} \right) = \left(\frac{3401.354 \text{ kW}}{0.8} \right) = 4251.17 \text{ kW}$$

- Langkah ketiga: Pada langkah ini adalah menentukan *heat exchanger* yang dibutuhkan. Pertama-tama dengan menentukan *Log Mean Temperature (LMTD)* dari temperatur yang telah ditentukan. Adapun beberapa yang harus diketahui dapat dilihat pada Tabel 4.2.

Tabel 4.2 Temperatur Masuk dan Keluar dalam Kelvin

Properties	Value	Units	Value	Units
T_1	30	Celcius	303.15	Kelvin
t_2	16	Celcius	289.15	Kelvin
T_2	15	Celcius	288.15	Kelvin
t_1	-160	Celcius	113.15	Kelvin

Adapun rumus yang digunakan adalah sebagai berikut:

$$\Delta T_m = (Ft) \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}}$$

Nilai dari LMTD (ΔT_m) di atas adalah nilai *absolute* sehingga, setelah diketahui ΔT_m harus dikoreksi dengan mengalikan dengan faktor koreksi temperatur (Ft). Ft didapat dari grafik LMTD *correction factor heat transfer* (*Standards of tubular exchanger manufactures association*, 2d ed, New York, 1949). Sebelumnya harus dicari nilai R dan S untuk menentukan faktor koreksi dari ΔT_m . Berikut ini merupakan perhitungannya:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{303.15^\circ\text{K} - 288.15^\circ\text{K}}{289.15^\circ\text{K} - 113.15^\circ\text{K}} = 0.085$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{289.15^\circ\text{K} - 113.15^\circ\text{K}}{303.15^\circ\text{K} - 113.15^\circ\text{K}} = 0.926$$

Setelah nilai R dan S didapatkan, maka langkah selanjutnya adalah menentukan nilai koreksi dari ΔT_m yaitu dengan cara sebagai berikut:

$$Ft = \frac{(\sqrt{R^2 + 1}) \ln \left(\frac{1 - S}{1 - RS} \right)}{(R - 1) \ln \left(\frac{R + 1 - \sqrt{R^2 + 1}}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right)}$$

$$Ft = \frac{(\sqrt{0.085^2 + 1}) \ln \left(\frac{1 - 0.926}{1 - (0.085 \times 0.926)} \right)}{(0.085 - 1) \ln \left(\frac{0.085 + 1 - \sqrt{0.085^2 + 1}}{2 - 0.926(0.085 + 1 + \sqrt{0.085^2 + 1})} \right)} = 0.818$$

Faktor koreksi temperatur (Ft) didapatkan hasil perhitungan sebesar 0.818. LMTD (ΔT_m) dapat dihitung sebagai berikut:

$$\Delta T_m = (Ft) \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}}$$

$$\Delta T_m = (0.818) \frac{(303.15 - 289.15) - (288.15 - 113.15)}{\ln \frac{(303.15 - 289.15)}{(288.15 - 113.15)}} = 52.2$$

4. Langkah keempat: Menentukan Luasan *tube heat exchanger* adalah sebagai berikut:

$$A = \frac{Q}{(Ux\Delta T_m)}$$

$$A = \frac{4251.7}{(383.3 \times 52.2)} \times 1000 = 212.69 \text{ m}^2$$

Dari luasan di atas maka dapat ditentukan luasan *tube heat exchanger* yang digunakan yaitu seluas 212.69 m².

b. Heat Exchanger Layout

Pada tahap ini adalah menentukan *Layout* dari *Heat Exchanger* yang akan dirancang. Beberapa informasi yang harus diketahui sebelum melakukan perhitungan dapat dilihat pada Tabel 4.3.

Tabel 4.3 Ukuran Utama Tube

Properties	Specification	Units
Diameter Luar Tube (D)	19.05	mm
Ketebalan Tube (a)	1.65	mm
Panjang Tube (L)	4350	mm

1. Langkah Pertama: Penentuan jumlah *tube* yang ada di dalam *heat exchanger*. Sebelum menentukan jumlah *tube*, perlu meengetahui diameter dalam *tube* dengan persamaan di bawah ini:

$$\text{Diameter dalam } (d) = (D - a) \times 2$$

$$d = 19.05 - (1.65 \times 2) = 15.75 \text{ mm}$$

Didapatkan diameter dalam sebesar 15.75 mm, tahap selanjutnya adalah mencari luas permukaan *tube* (A) sesuai dengan persamaan di bawah ini:

$$A_T = \frac{\pi \times D \times L}{1000000}$$

$$A_T = \frac{3.14 \times 19.05 \text{ mm} \times 4350 \text{ mm}}{1000000} = 0.260 \text{ m}^2$$

$$\text{Jumlah tube } (N) = \frac{A}{A_T}$$

$$N = \frac{212.69 \text{ m}^2}{0.260 \text{ m}^2} = 817$$

Dari hasil perhitungan tersebut dapat ditentukan bahwa jumlah dari *tube* pada *heat exchanger* sebanyak 817 buah.

- Langkah kedua: Diameter dalam dari *shell*. Untuk mendapatkan nilai *inside diameter* dari *shell* perlu menentukan beberapa jenis ketentuan yang dibutuhkan dalam proses perhitungan yang dapat dilihat pada Tabel 4.4.

Tabel 4.4 Ketentuan Jenis Desain

Properties	Specification
Number of tube passes (n)	2
Pitch Type	Triangular Pitch
Head Type	Pull Through Floating Head

Setelah menentukan variabel yang dibutuhkan, selanjutnya dapat menghitung Diameter dalam *shell* dengan persamaan di bawah ini:

$$d = \frac{88 + 9(D_b - 0.2)}{1000 + D_b}$$

Sebelum menghitung Diameter dalam dari *shell* perlu menghitung *bundle diameter* (D_b). *Bundle diameter* dapat dihitung dengan persamaan di bawah ini:

$$D_b = D \left(n_1 / K_1 \right)^{1/N}$$

Tapi sebelumnya, nilai dari koefisien n_1 dan K_1 dapat ditentukan sesuai Tabel 4.5.

Tabel 4.5 Besar nilai K_1 dan n_1

Triangular Pitch $p_t = 1.25 d_o$					
Number Passes	1	2	4	6	8
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675

Square Pitch $p_t = 1.25 d_o$					
Number Passes	1	2	4	6	8
K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

Sesuai dengan variabel yang ditentukan pada langkah pertama, maka didapat koefisien n_1 dan K_1 yang nilainya sesuai dengan tabel di atas yang dapat dilihat pada Tabel 4.6.

Tabel 4.6 Besar nilai k_1 dan n_1 Desain

Properties	Specification
N	494
K_1	0.249
n_1	2.207

$$D_b = D \left(n_1 / K_1 \right)^{1/N}$$

$$\begin{aligned}
 D_b &= 19.05 \text{ mm} \left(\frac{2.207}{0.249} \right)^{1/827} \\
 &= 19.1 \text{ mm} \\
 &= 0.0191 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Setelah mendapatkan nilai *bundle diameter* nilai dari *inside diameter shell* didapat sesuai dengan persamaan berikut:

$$\begin{aligned}
 d &= \frac{88 + 9(D_b - 0.2)}{1000} + D_b \\
 d &= \frac{88 + 9(0.0191\text{m} - 0.2)}{1000} + 0.0191 = 0.1055 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Didapatkan nilai dari *inside diameter shell* sebesar 0.1055 m dan dibulatkan menjadi 0,11 m.

3. Langkah ketiga: Pada tahap ini dapat menentukan material dari *heat exchanger* yang kita inginkan. Material yang sesuai dengan *heat exchanger* di *regasification unit* Tanjung Benoa, Bali adalah *stainless steel*. Sehingga nilai koefisien dari material (k) tersebut didapat sebesar 16 W/m.K.

c. *Tube Particular*

Pada tahap Perhitungan *tube heat exchanger coefficient* (hi) dibutuhkan beberapa informasi yang harus diketahui sebelum melakukan perhitungan yang dapat dilihat pada Tabel 4.7.

Tabel 4.7 Karakteristik Bagian Tube

Properties	Specification	Units
Flow LNG (Q)	20670	kg/hr
Input Temperature LNG	-160	°C
Output Temperature LNG	16	°C
Cp	3365.9	J/kg.K
P	431.5	kg/m ³
M	0.0001156	Pa.s
K	0.1916	W/m.K
Rd	5000	W/m ² .K
Diameter Dalam Tube (d)	15.75	mm

1. Langkah Pertama: Penentuan *Reynold number* untuk mengidentifikasi jenis aliran yang terjadi pada bagian *tube*. Perhitungan *Reynold number* dapat menggunakan persamaan di bawah ini:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu}$$

Sebelum menghitung nilai dari *Reynold number* perlu mencari nilai dari *Flow Speed* (V) dengan tahapan di bawah ini:

- a. Mencari *Tube Sectional Area* (A_T)

$$A_T = 0.25 \times \pi \times d^2$$

$$A_T = 0.25 \times 3.14 \times (15.75 \text{ mm})^2 = 195 \text{ mm}^2$$

- b. Mencari *Number of tube per pass* (N_T)

$$N_T = \frac{N}{n}$$

$$N_T = \frac{817}{2} = 409$$

- c. Mencari *Total sectional area per pass* (T_{AT})

$$T_{AT} = A_T \times N_T$$

$$T_{AT} = 195 \text{ mm}^2 \times 409 = 79587.25 \text{ mm}^2$$

- d. Mencari *Flow Speed* (V) $T_{AT} = 0.0796 \text{ m}^2$

$$V = \frac{Q}{A}$$

$$A = T_{AT} \times \rho$$

$$V = \frac{Q}{T_{AT} \times \rho} = \frac{5.741}{(0.0796 \times 431.5)} = 0.167 \text{ m/s}$$

Dimana:

Q = *flow* (dalam meter kubik per detik, m^3/s)

A = luas permukaan pipa (dalam meter kuadrat, m^2)

V = kecepatan cairan di dalam pipa (dalam m/s)

Nilai dari V didapat sebesar 0.167 m/s . Tahap terakhir adalah memasukkan nilai V kedalam persamaan *Reynold number* seperti di bawah ini:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu}$$

$$Re = \frac{431.5 \text{ kg/m}^3 \times 0.167 \text{ m/s} \times \left(\frac{15.75}{1000} \text{ mm}\right)}{0.0001156} = 9829$$

Jenis aliran yang mengalir adalah *transient flow*.

*) Catatan: Besar dari *Laminar flow* jika $Re \leq 2000$, *Turbulent flow* jika $Re \geq 10000$ dan *Transient flow* $2000 \geq Re \geq 1000$

2. Langkah kedua: Penentuan *tube heat transfer coefficient* (h_i) yaitu pada jenis *transient flow*. Sebelum menentukan nilai dari h_i , diperlukan beberapa tahap perhitungan seperti di bawah ini:

- a. Menentukan *Prandtl number* (Pr)

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{K}$$

$$Pr = \frac{1.15 \text{ Pa.S} \times 10^{-4} \times 3365.9 \text{ J/kg.K}}{1.9 \times 10^{-1} \text{ W/m.K}} = 2.031$$

- b. Menentukan nilai dari h_i pada *laminar flow*

$$h_L = \frac{K}{\left(\frac{d_o}{1000}\right)} \times \left(3.66 + \left(\frac{0.0668 \times Re \times Pr \times \frac{d}{L}}{1 + 0.4 \times (Re \times Pr \times \frac{d}{L})^{2/3}} \right) \right)$$

$$h_L = \frac{0.1916}{\left(\frac{15.75}{1000}\right)} \times \left(3.66 + \left(\frac{0.0668 \times 9829 \times 2.03 \times \frac{15.75}{4350}}{1 + 0.4 \times (9829 \times 2.03 \times \frac{15.75}{4350})^{2/3}} \right) \right)$$

$$h_L = 51.921 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- c. Menentukan nilai dari h_i pada *turbulent flow*

$$h_T = 0.023 \times \left(\frac{K}{d} \right) \times (Re)^{0.8} \times (Pr)^{1/3}$$

$$h_T = 0.023 \times \left(\frac{0.1916}{\frac{15.75}{1000}} \right) \times (9829)^{0.8} \times (2.03)^{1/3}$$

$$h_T = 553.874 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- d. Menentukan nilai dari h_i pada *transient flow*

$$transient = \frac{h_L + (h_T - h_L) \times (Re - 2000)}{8000}$$

$$transient = \frac{51.921 + (553.874 - 51.921) \times (9829 - 2000)}{8000}$$

$$transient = 543.156 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Sehingga didapat nilai dari *tube heat exchanger coeffiecient* (h_i) adalah sebesar $543.156 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

d. *Shell Particular*

Pada tahap perhitungan *shell heat exchanger coeffiecient* (h_o) dibutuhkan beberapa informasi yang harus diketahui sebelum melakukan perhitungan yang dapat dilihat pada Tabel 4.8.

Tabel 4.8 Karakteristik Tube

Properties	Specification	Units
Flow Glycol (Q)	12350	kg/hr
Input Tempereture Glycol	30	°C
Output Temperature Glycol	15	°C
C_p	3147	J/kg.K
P	1068	kg/m ³
M	0.003927	Pa.s
K	0.3585	W/m.K
Rd	3000	W/m ² .K
Diameter Dalam Shell (d)	0.105	m
Diameter Luar Tube (D)	19.05	mm

1. Langkah Pertama: Pada tahap ini adalah menentukan nilai dari *Baffle Spacing* (B), nilai B dapat menggunakan persamaan di bawah ini:

$$B = C \times d$$

$$B = 0.2 \times 0.11 \text{ m} = 0.021 \text{ m} = 21.1 \text{ mm}$$

*) Catatan: *Baffle Spacing Coefficient* (C) = 0.2 – 0.5

2. Langkah kedua: Pada tahap ini adalah menentukan nilai dari *Fluid Speed* (V), nilai Q dapat menggunakan persamaan di bawah ini:

$$V = \frac{Q}{A}$$

Sebelum menghitung nilai dari *Reynold number*, perlu mencari nilai dari *shell side cross flow area* (a_s) dengan tahapan di bawah ini:

- a. Mencari *Tube Pitch*

$$P_T = C \times D$$

$$P_T = 1.25 \times 19.05 \text{ m} = 23.81 \text{ mm}$$

*) Catatan: *Tube Pitch Coefficient* (C) = 1.25 – 1.60

- b. Mencari *Shell side cross flow area* (a_s)

$$a_s = \frac{(P_T - D) \times B \times (d \times 10^{-3})}{P_T}$$

$$a_s = \frac{(23.81 - 19.05) \times 21.1 \times (0.11 \times 10^{-3})}{23.81} = 0.00044 \text{ m}^2$$

- c. Mencari *Fluid Speed* (V)

$$V = \frac{Q}{A}$$

$$A = T_{AT} \times \rho$$

$$V = \frac{Q}{T_{AT} \times \rho} = \frac{(12350/3600)}{(0.00044 \times 1068)} = 7.22 \text{ m/s}$$

Sehingga didapat nilai dari *Fluid Speed* (V) adalah sebesar 7.22 m/s.

3. Langkah ketiga: Pada tahap ini adalah menentukan nilai dari *Shell heat transfer coefficient* (h_o), nilai h_o dapat menggunakan persamaan di bawah ini:

$$h_o = 0.36 \times Re^{0.55} \times P_R^{0.33}$$

- a. Mencari *Equivalent Diameter* (d_e)

$$d_e = \frac{8 \left(\frac{p_t}{2} (0.86 p_t) - \frac{\pi D^2}{8} \right)}{\pi d_o}$$

$$d_e = \frac{8 \left(\frac{23.81 \times 10^{-3}}{2} (0.86 \times 23.81 \times 10^{-3}) - \frac{3.14 \times (19.05 \times 10^{-3})^2}{8} \right)}{3.14 \times 19.05 \times 10^{-3}}$$

$$d_e = 0.0135 \text{ m}$$

- b. Mencari *Reynold Number* (Re)

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d_e}{\mu}$$

$$Re = \frac{1068 \times 7.22 \times 0.014}{3.9 \times 10^{-3}} = 26587$$

- c. Mencari *Prandtl number* (Pr)

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{K}$$

$$Pr = \frac{3.9 \times 10^{-3} \times 3147}{3.5 \times 10^{-1}} = 34.47$$

- d. Mencari *Shell heat transfer coefficient* (h_o)

$$h_o = \frac{0.36 \times Re^{0.55} \times Pr^{0.33} \times k}{d_e}$$

$$h_o = \frac{0.36 \times 26587^{0.55} \times 34.47^{0.33} \times 0.3585}{0.0135}$$

$$h_o = 8416.69 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

e. Overall Heat Transfer Coefficient

Pada tahap ini yang dilakukan adalah membandingkan besar dari *Overall Transfer Coefficient* (U) asumsi yaitu berdasarkan hasil perhitungan dari *software Aspen* dengan hasil perhitungan secara manual:

- a. *Tube Heat Transfer Coefficient* (h_i) = 543.2 W/m².K
- b. *Shell Heat Transfer Coefficient* (h_o) = 8416.7 W/m².K
- c. Rd *Tube* (h_{fi}) = 5000 W/m².K
- d. Rd *Shell* (h_{fo}) = 3000 W/m².K
- e. kx

$$kx = \frac{k}{a/1000}$$

$$kx = \frac{16}{1.65/1000} = 9697 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

*) Catatan: $k = 16 \text{ W/m.K}$ untuk *stainless steel tubes*, Ketebalan tube (a) = 1.65 mm

$$\begin{aligned} \text{f. } 1/h_i &= 1/543.2 &= 0.0018 \text{ m}^2.\text{K/W} \\ \text{g. } 1/h_o &= 1/8416.7 &= 0.0001 \text{ m}^2.\text{K/W} \\ \text{h. } 1/h_{fi} &= 1/5000 &= 0.0002 \text{ m}^2.\text{K/W} \\ \text{i. } 1/h_{fo} &= 1/3000 &= 0.0003 \text{ m}^2.\text{K/W} \\ \text{j. } 1/(kx) &= 1/9697 &= 0.0001 \text{ m}^2.\text{K/W} \end{aligned}$$

$$1/U = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{fi}} + \frac{1}{h_{fo}} + \frac{1}{kx} = 0.0026 \text{ m}^2.\text{K/W}$$

Sehingga nilai dari *Overall Transfer Coefficient* (U) hasil perhitungan adalah:

$$U = \frac{1}{0.0026 \text{ m}^2.\text{K/W}} = 385.15 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

Sedangkan nilai dari *Overall Transfer Coefficient* (U) hasil perhitungan adalah:

$$U = 385.15 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

Nilai dari *Overall Transfer Coefficient* (U) hasil perhitungan dan hasil asumsi yang bersumber dari *software Aspen* sebesar $383.30 \text{ W/m}^2.\text{K}$, sedangkan nilai U hasil perhitungan sebesar $385.15 \text{ W/m}^2.\text{K}$. Nilai U dapat dinyatakan sesuai jika toleransi perbedaan tidak lebih besar dari 0.5 %.

$$\begin{aligned} \% &= \frac{U_C - U_A}{U_C} \times 100\% \\ \% &= \frac{385.15 - 383.30}{385.15} \times 100\% = 0.481 \% \end{aligned}$$

Nilai U dapat dinyatakan sesuai karena toleransi perbedaan hanya 0.481 %.

f. Pressure Drop

Penurunan tekanan (*pressure drop*) adalah istilah yang digunakan untuk menggambarkan penurunan tekanan dari satu titik dalam pipa atau tabung ke hilir titik. "Penurunan tekanan" adalah hasil dari gaya gesek pada fluida ketika mengalir melalui tabung yang disebabkan oleh resistensi terhadap aliran.

1. Langkah Pertama: Pada tahap ini adalah menentukan nilai dari *Pressure Drop* (ΔP) pada bagian *Tube*, nilai ΔP dapat menggunakan persamaan di bawah ini:

$$\Delta P = \frac{n}{2} \left(8f \left(\frac{d}{L} \right) + 2.5 \right) \rho V^2$$

Namun sebelum mengerjakan persamaan di atas, diperlukan beberapa data yang berguna untuk proses perhitungan yang bersumber dari hasil perhitungan sebelumnya yang dapat dilihat pada Tabel 4.9.

Tabel 4.9 Informasi Bagian Tube

Properties	Specification	Units
Number of Tube Passes (n)	2	-
Diameter Dalam Tube (d)	0.01575	m
Tube Length (L)	4.35	m
P	431.5	kg/m ³
Flow speed LNG (V)	0.17	m/s

Sebelum menentukan nilai dari ΔP , perlu menghitung nilai dari f dimana nilai dari f diambil dari nilai paling besar hasil perhitungan, lalu melanjutkan proses perhitungan ΔP .

- a. Menentukan nilai dari f dengan persamaan pertama

$$f_1 = e^{\left((\ln(0.8) + (\ln(0.4) - \ln(0.8))) \times \frac{(\ln(Re) - \ln(10))}{(\ln(20) - \ln(10))} \right)}$$

$$f_1 = e^{\left((\ln(0.8) + (\ln(0.4) - \ln(0.8))) \times \frac{(\ln(9829) - \ln(10))}{(\ln(20) - \ln(10))} \right)}$$

$$f_1 = 0.0008$$

Besar nilai f berdasarkan persamaan pertama didapat nilai 0.0008.

- b. Menentukan nilai dari f dengan persamaan kedua

$$JFf = e^{\left((\ln(0.006) + (\ln(0.004) - \ln(0.006))) \times \frac{(\ln(Re) - \ln(4000))}{(\ln(20000) - \ln(4000))} \right)}$$

$$JFf = e^{\left((\ln(0.006) + (\ln(0.004) - \ln(0.006))) \times \frac{(\ln(9829) - \ln(4000))}{(\ln(20000) - \ln(4000))} \right)}$$

$$JFf = 0.00478$$

Besar nilai f berdasarkan persamaan kedua didapat sebesar 0.00478, karena nilai f diambil dari nilai m yang terbesar diantara maka didapat nilai f sebesar 0.00478.

- c. Menentukan nilai dari ΔP

$$\Delta P = \frac{n}{2} \left(8f \left(\frac{d}{L} \right) + 2.5 \right) \rho V^2$$

$$\Delta P = \frac{2}{2} \left(8 \times 0.00478 \left(\frac{0.01575}{4.35} \right) + 2.5 \right) 431.5 \times 0.17^2 = 30.156 \text{ Pa}$$

Sehingga didapatkan nilai dari *Pressure Drop* (ΔP) pada bagian *Tube* 30.156 Pa.

2. Langkah Kedua: Pada tahap ini adalah menentukan nilai dari *Pressure Drop* (ΔP) pada bagian *Shell*, nilai ΔP dapat menggunakan persamaan di bawah ini:

$$\Delta P = \frac{1}{2} 8f \left(\frac{d}{d_e} \frac{L}{B} \right) \rho V^2$$

Namun sebelum mengerjakan persamaan di atas, diperlukan beberapa data yang berguna untuk proses perhitungan yang bersumber dari hasil perhitungan sebelumnya yang dapat dilihat pada Tabel 4.10.

Tabel 4.10 Informasi Bagian Shell

Properties	Specification	Units
Diameter Dalam Shell (d)	0.11	m
Equivalent Shell Diameter (d _e)	0.014	m
Tube Length (L)	4.35	m
Baffle Spacing (B)	0.021	m
Baffle Cut (B _C)	25	%
P	1068	kg/m ³
Flow speed Glycol (V)	7.22	m/s

Sebelum menentukan nilai dari ΔP , perlu menghitung nilai dari f dimana nilai dari f diambil dari nilai paling besar hasil perhitungan, lalu melanjutkan proses perhitungan ΔP .

- a. Menentukan nilai dari f dengan persamaan pertama

$$c_1 = \ln(4.8701 \times e - (0.025 \times B_C)) - \ln(2.3)$$

$$c_1 = \ln(4.8701 \times e - (0.025 \times 25\%)) - \ln(2.3)$$

$$c_1 = 0.1252$$

$$f_1 c_1 = e \left(c_1 + (\ln(0.8) + (\ln(0.6) - \ln(0.8))x \frac{(\ln(Re) - \ln(30))}{(\ln(40) - \ln(30))}) \right)$$

$$f_1 c_1 = e \left(0.1252 + (\ln(0.8) + (\ln(0.6) - \ln(0.8))x \frac{(\ln(26587) - \ln(30))}{(\ln(40) - \ln(30))}) \right)$$

$$f_1 c_1 = 0.0010$$

Besar nilai f berdasarkan persamaan pertama didapat nilai 0.0010.

- b. Menentukan nilai dari f dengan persamaan kedua

$$c_2 = \ln(0.0451 x e - (0.025 x B_c)) - \ln(2.3)$$

$$c_2 = \ln(0.0451 x e - (0.025 x 25\%)) - \ln(2.3)$$

$$c_1 = 0.0484$$

$$f_2 c_2 = e \left(c_2 + (\ln(0.006) + (\ln(0.04) - \ln(0.006))x \frac{(\ln(Re) - \ln(3000))}{(\ln(40000) - \ln(3000))}) \right)$$

$$f_1 c_1 = e \left(0.0484 + (\ln(0.006) + (\ln(0.04) - \ln(0.006))x \frac{(\ln(26587) - \ln(3000))}{(\ln(40000) - \ln(3000))}) \right)$$

$$f_1 c_1 = 0.0448$$

Besar nilai f berdasarkan persamaan kedua didapat sebesar 0.0448, karena nilai f diambil dari nilai yang terbesar maka didapat nilai f sebesar 0.0448.

- c. Menentukan nilai dari ΔP

$$\Delta P = \frac{1}{2} 8f \left(\frac{d}{d_e} \frac{L}{B} \right) \rho V^2$$

$$\Delta P = \frac{1}{2} x 8 x 0.0448 \left(\frac{0.11}{0.014} x \frac{4.35}{0.021} \right) 1068 x 7.22^2 = 357.504 Pa$$

Sehingga didapatkan nilai dari *Pressure Drop* (ΔP) pada bagian *Tube* 357.504 Pa.

g. Heat Exchanger Weight

Pada tahap Perhitungan *Heat Exchanger Weight* (W) adalah menghitung berat dari *Heat Exchanger* secara keseluruhan, yaitu berat material sekaligus berat fluida.

Tetapi sebelum menentukan besar nilai dari W , perlu melalui beberapa tahap perhitungan sebagai berikut:

1. Langkah Pertama: Pada tahap ini adalah menentukan nilai dari *Heat Exchanger Empty Weight* (W_0), nilai W_0 dapat menggunakan persamaan di bawah ini:

$$W_0 = W_T + W_S + Wfn + W_H + W_B$$

Sebelum menghitung besar nilai dari *Heat Exchanger Empty Weight* (W_0), dibutuhkan beberapa informasi yang harus diketahui sebelum melakukan perhitungan yang dapat dilihat pada Tabel 4.11.

Tabel 4.11 Informasi Tube dan Shell

Properties	Specification	Units
Diameter Luar Tube (D)	19.05	mm
Diameter Dalam Tube (d)	15.75	mm
Tube length	4.35	m
Jumlah Tube (N)	817	-
Weight of Tube Material (WMT)	8000	kg/m ³
Diameter Dalam Shell (d)	0.11	m
Shell Thickness (t)	11.1	mm
Weight of Shell Material (WMS)	8000	kg/m ³
Baffle Spacing (B)	21.1	mm

- a. Menentukan nilai dari *Tubes weight* (W_T)

Nilai dari *Tubes weight* (W_T) dapat dicari dengan persamaan di bawah ini:

$$W_T = V \times W_{MT}$$

Tetapi sebelum mendapatkan nilai dari W_T , perlu menghitung nilai dari *Tube Total Volume* (V) dengan persamaan di bawah ini:

$$V = 0.25 \pi \left(\left(\frac{D}{1000} \right)^2 - \left(\frac{d}{1000} \right)^2 \right) \times L \times N$$

$$V = 0.25 \pi \left(\left(\frac{19,05 \text{ mm}}{1000} \right)^2 - \left(\frac{15.75 \text{ mm}}{1000} \right)^2 \right) \times 4.35 \text{ m} \times 817$$

$$V = 0.32 \text{ m}^3$$

Nilai V didapat yaitu sebesar 0.32 m^3 , selanjutnya dapat menghitung nilai dari W_T .

$$W_T = V \times W_{MT}$$

$$W_T = 0.32 \text{ m}^3 \times 8000 \text{ kg/m}^3$$

$$W_T = 2564.4 \text{ kg}$$

- b. Menentukan nilai dari *Shell weight* (W_S)

Nilai dari *Shell weight* (W_S) dapat dicari dengan persamaan di bawah ini:

$$W_S = V \times W_{MS}$$

Tetapi sebelum mendapatkan nilai dari W_S , perlu menghitung nilai dari *Shell Total Volume* (V) dengan persamaan di bawah ini:

$$V = \left(\pi \times \left(\frac{D_S}{2} \right)^2 - \pi \left(\frac{D_S - 2 \times \frac{t}{1000}}{2} \right)^2 \right) \times L$$

- Mencari nilai *Total Shell Diameter* (D_S)

$$D_S = (d + 2) \times (0.001 \times t)$$

$$D_S = (0.11 \text{ m} + 2) \times (0.001 \times 11.1 \text{ mm})$$

$$D_S = 0.128 \text{ m}$$

- Mencari nilai *Shell Total Volume* (V)

$$V = \left(\pi \times \left(\frac{D_S}{2} \right)^2 - \pi \left(\frac{D_S - 2 \times \frac{t}{1000}}{2} \right)^2 \right) \times L$$

$$V = \left(\pi \times \left(\frac{0.11 \text{ m}}{2} \right)^2 - \pi \times \left(\frac{0.11 \text{ m} - 2 \times \frac{11.1 \text{ mm}}{1000}}{2} \right)^2 \right) \times 4.36 \text{ m}$$

Nilai V didapat yaitu sebesar 0.017 m^3 , selanjutnya dapat menghitung nilai dari W_S .

$$W_S = V \times W_M$$

$$W_S = 0.017683 \text{ m}^3 \times 8000 \text{ kg/m}^3$$

$$W_S = 141.5 \text{ kg}$$

- c. Menentukan nilai dari *Add for heads* (W_H)

$$W_H = \frac{4}{3} \times \pi \times \left(\left(\frac{D_S}{2} \right)^3 - \left(D_S - 2 \times \frac{t}{2 \times 1000} \right) \right) \times W_{MS}$$

$$W_H = \frac{4}{3} \times \pi \times \left(\left(\frac{0.128 \text{ m}}{2} \right)^3 - \left(0.128 \text{ m} - 2 \times \frac{11.1 \text{ mm}^3}{2 \times 1000} \right) \right) \times 8000 \text{ kg/m}^3$$

$$W_H = 3.8 \text{ kg}$$

- d. Menentukan nilai dari *Baffle weight* (W_B)

Sebelum menghitung nilai dari *Baffle weight* (W_B), perlu menghitung nilai dari *Number of Baffle* sesuai persamaan di bawah ini:

$$n_B = \frac{L}{B/1000}$$

$$n_B = \frac{4.35 \text{ m}}{21.1 \text{ mm}/1000}$$

$$n_B = 206.2$$

Nilai dari *Number of Baffle* didapatkan sebesar 206.2 buah.

$$W_B = 0.25 \pi \times \left(D_S - 2 \times \frac{t}{1000} \right) \times n_B \times W_{MS} \times \left(1 - \frac{B_C}{100} \right)$$

$$W_B = 0.25 \pi \times \left(0.128 \text{ m} - 2 \times \frac{11.1 \text{ mm}}{1000} \right) \times 206.2 \times 8000 \text{ kg/m}^3 \times \left(1 - \frac{25}{100} \right)$$

$$W_B = 70.3 \text{ kg}$$

- e. Menentukan nilai dari *Heat Exchanger Empty Weight* (W_0)

$$W_0 = W_T + W_S + Wfn + W_H + W_B$$

$$W_0 = 2564.4 \text{ kg} + 3.8 \text{ kg} + 20.6 \text{ kg} + 206.2 \text{ kg} + 70.3 \text{ kg}$$

$$W_0 = 3007 \text{ kg}$$

2. Langkah Kedua: Pada tahap ini adalah menentukan nilai dari *Heat Exchanger Full Glycol Weight* (W), nilai ΔP dapat menggunakan persamaan di bawah ini:

$$W = (W_0 + ((V_{SI} + V_{HI})998)$$

Sebelum menentukan nilai dari W, perlu menghitung nilai dari *Heads inside volume* (V_{HI}) dan *Shell inside volume* (V_{SI}).

- a. Menentukan nilai dari *Shell inside volume* (V_{SI})

$$V_{SI} = 0.25 \pi \left(D_S - 2 \times \frac{t}{1000} \right)^2 \times L$$

$$V_{SI} = 0.25 \pi \left(0.128 \text{ m} - 2 \times \frac{11.1 \text{ mm}}{1000} \right)^2 \times 4.35 \text{ m}$$

$$V_{SI} = 0.038 \text{ m}^3$$

- b. Menentukan nilai dari *Heads inside volume* (V_{HI})

$$V_{HI} = \frac{4}{3} \pi \left(D_S - 2 \times \frac{t}{1000} \right)^3$$

$$V_{HI} = \frac{4}{3} \pi \left(0.128 \text{ m} - 2 \times \frac{11.1 \text{ mm}}{1000} \right)^3$$

$$V_{HI} = 0.0049 \text{ m}^3$$

- c. Menentukan nilai dari *Heat Exchanger Full Glycol Weight* (W)

$$W = (W_0 + ((V_{SI} + V_{HI})998)$$

$$W = 3007 \text{ kg} + ((0.038 \text{ m}^3 + 0.0049 \text{ m}^3) \times 998)$$

$$W = 3050 \text{ kg}$$

4.2.1.2 Design Resume

Setelah mendapatkan spesifikasi fluida dan nilai dari *Overall Heat Transfer Coefficient* (U) yang diperoleh dengan menggunakan *software* Aspen dengan perhitungan secara matematis dimana hasil keduanya sesuai. Maka hasil perhitungan matematis dari desain *Heat Exchanger* dapat dilihat pada tabel 4.12.

Tabel 4.12 Design Resume Process Design Calculation

Properties	Specification	Units
Calculated tube surface	212.69	m ²
Assummed tube surface	212.69	m ²
Glycol flow speed	7.22	m/s
LNG flow speed	0.17	m/s
Tube length	4.35	m
Number of tube	817	
Tube pass(es)	2	
Tube arrangement	triangular	
Tube pitch	24	mm
Tube diameter	19.05	mm
Tube thicknes	1.65	mm
Tube inside diameter'	15.75	mm
Shell pass(es)	1	
Total Shell diameter	0.128	m
Shell thickness	11.1	mm
Weight of Shell material	8000	kg/m ³
Weight of Tube material	8000	kg/m ³
Weight of hot fluid	1068	kg/m ³
Weight of cold fluid	431.5	kg/m ³
Shell metal volume	0.01768	m ³
Shell weight	141.5	kg
Add for heads	3.8	kg
Add flanges and nozzles	20.6	kg
Number of baffle	206.2	
baffle thickness	6.5	mm
baffle weight	70.3	kg
Tubes metal volume	0.32	m ³
Tubes weight	2564.4	kg
Shell inside volume	0.038	m ³
Heads inside volume	0.0049	m ³

HE full water weight	3050	kg
HE empty weight	3007	kg

4.2.2 Mechanical Design Calculation

4.2.2.1 Thickness Design of Shell and Tube

Pada Sub Bab ini akan dibahas proses penentuan besar dari ketebalan dari *tube* dan *shell* berdasarkan ASME *Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII Division 1 – Rules for Construction of Pressure Vessels*. Sebelum menentukan besar dari ketebalan *tube* dan *shell*, diperlukan beberapa informasi yang diperlukan dalam proses perhitungan.

a. Minimum Shell Side Thickness for Vessel Under Internal Pressure

Berdasarkan ASME *Boiler and Pressure Vessel Code, Section II Part D – Materials* terhadap material yang dipilih yaitu *stainless steel* (SA312 - TP304L) dapat ditentukan batas maksimum tegangan yang diizinkan pada material *shell* seperti data di bawah ini:

Material yang dipilih	= SA312 - TP304L
S Maximum allowable stress	= 115 MPa (150°C ~ 200°C)
Sy Minimum yield strength	= 121 MPa (150°C ~ 200°C)
Su Minimum tensile strength	= 406 MPa (150°C ~ 200°C)

Setelah mengetahui batas maksimum tegangan yang diizinkan pada material *shell*, perhitungan *Minimum Shell Side Thickness for Vessel Under Internal Pressure* (t) dapat dihitung dengan persamaan yang terdapat di ASME *Section VIII, Division I paragraph UG-27* seperti di bawah ini:

- *Thickness based on circumferential stress:*

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

- *Thickness based on longitudinal stress:*

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P}$$

- *Minimum head thickness:*

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P}$$

Dimana :

- t = *minimum required thickness of shell*
P = *internal pressure*
R = *inside radius of shell course under consideration, Inches*
S = *maximum allowable stress value, psi. at design temperature*
E = *joint efficiency. Lihat UW-12 untuk welded shells. Lihat UG-53 untuk ligaments between openings*

Sebelum memulai proses perhitungan ada beberapa informasi yang perlu diketahui, informasi tersebut didapat dari proses perhitungan sebelumnya seperti Tabel 4.13.

Tabel 4.13 Tekanan dan Informasi pada Bagian Shell

Properties	Specification	Units
Internal Pressure (P)	15	Bar
	1500	kPa
Maximum Allowable Stress Value (S)	115	MPa
	115000	kPa
Joint Efficiency (E)	1	-
Total Shell Diameter (D _S)	0.128	m

Setelah mendapatkan informasi yang dibutuhkan, proses perhitungan dapat dilakukan seperti di bawah ini, yaitu:

1. Langkah Pertama: Pada tahap ini adalah menentukan nilai dari *inside radius of shell course under consideration* (R). Nilai R dapat dicari menggunakan persamaan di bawah ini:

$$R = 0.5 \times D_S$$

$$R = 0.5 \times 0.128 \text{ m} = 0.06 \text{ m}$$

2. Langkah Kedua: Pada tahap ini adalah menentukan nilai *Minimum Shell Side Thickness for Vessel Under Internal Pressure* (t). Nilai t dapat dicari menggunakan persamaan di bawah ini:

- *Thickness based on circumferential stress:*

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

$$t = \frac{1500 \text{ kPa} \times (0.06 \text{ m} \times 1000)}{(115000 \text{ kPa} \times 1) - (0.6 \times 1500 \text{ kPa})} = 0.8 \text{ mm}$$

- *Thickness based on longitudinal stress:*

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P}$$

$$t = \frac{1500 \text{ kPa} \times (0.06 \text{ m} \times 1000)}{(2 \times 115000 \text{ kPa} \times 1) + (0.4 \times 1500 \text{ kPa})} = 0.4 \text{ mm}$$

- *Minimum head thickness:*

$$t = \frac{2PD}{2SE - 0.2P}$$

$$t = \frac{2 \times 1500 \text{ kPa} \times (0.06 \text{ m} \times 1000)}{(2 \times 115000 \text{ kPa} \times 1) - (0.2 \times 1500 \text{ kPa})} = 0.8 \text{ mm}$$

Dari perhitungan di atas, dapat diambil nilai yang memenuhi syarat, yaitu 0.8 mm. Sehingga ketebalan pada desain sesuai dengan *software* Aspen, yaitu 11.1 mm memenuhi persyaratan yang telah ditentukan karena memiliki nilai t yang lebih besar.

b. *Minimum Tube Side Thickness for Vessel Under Internal Pressure for Hydrotest*

Berdasarkan ASME *Boiler and Pressure Vessel Code, Section II Part D – Materials* terhadap material yang dipilih yaitu *stainless steel* (SA312 - TP304L) dapat ditentukan batas maksimum tegangan pada material *tube* untuk *hydrotest* yang diizinkan seperti data di bawah ini:

Material yang dipilih	= SA312 - TP304L
S <i>Maximum allowable stress</i>	= 115 MPa (40°C ~ 60°C)
Sy <i>Minimum yield strength</i>	= 157 MPa (40°C ~ 60°C)
Su <i>Minimum tensile strength</i>	= 452 MPa (40°C ~ 60°C)

Setelah mengetahui batas maksimum tegangan yang diizinkan pada material *tube* untuk *hydrotest*, perhitungan *Minimum Tube Side Thickness for Vessel Under Internal Pressure for Hydrotest* dapat dihitung dengan persamaan yang terdapat di ASME Section VIII, Division I paragraph UG-27 seperti di bawah ini:

- *Stress based on circumferential stress:*

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

- *Stress based on longitudinal stress:*

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P}$$

Dimana:

- t = *minimum required thickness of shell*
P = *internal pressure*
R = *inside radius of shell course under consideration, Inches*
S = *maximum allowable stress value, psi. at design temperature*
E = *joint efficiency. Lihat UW-12 untuk welded shells. Lihat UG-53 untuk ligaments between openings*

Sebelum memulai proses perhitungan ada beberapa informasi yang perlu diketahui, informasi tersebut didapat dari proses perhitungan sebelumnya seperti Tabel 4.14.

Tabel 4.14 Tekanan dan Informasi pada Bagian Tube

Properties	Specification	Units
Internal Pressure (P)	15	Bar
	1500	kPa
Maximum Allowable Stress Value (S)	115	MPa
	115000	kPa
Joint Efficiency (E)	1	-
Tube Inside Diameter (d)	0.01575	m

Setelah mendapatkan informasi yang dibutuhkan, proses perhitungan dapat dilakukan seperti di bawah ini, yaitu:

1. Langkah Pertama: Pada tahap ini adalah menentukan nilai dari *inside radius of shell course under consideration* (R). Nilai R dapat dicari menggunakan persamaan di bawah ini:

$$R = 0.5 \times d$$

$$R = 0.5 \times 0.01575 \text{ m} = 0.00788 \text{ m}$$

2. Langkah Kedua: Pada tahap ini adalah menentukan nilai *Minimum Tube Side Thickness for Vessel Under Internal Pressure for Hydrotest* (t). Nilai t dapat dicari menggunakan persamaan di bawah ini:

- *Stress based on circumferential stress:*

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

$$t = \frac{1500 \text{ kPa} \times (0.00788 \text{ m} \times 1000)}{(115000 \text{ kPa} \times 1) - (0.6 \times 1500 \text{ kPa})} = 0.1 \text{ mm}$$

- *Stress based on longitudinal stress:*

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P}$$

$$t = \frac{1500 \text{ kPa} \times (0.00788 \text{ m} \times 1000)}{(115000 \text{ kPa} \times 1) + (0.4 \times 1500 \text{ kPa})} = 0.1 \text{ mm}$$

Dari perhitungan di atas, dapat diambil nilai yang memenuhi syarat, yaitu 0.1 mm. Sehingga ketebalan pada desain sesuai dengan *software* Aspen yaitu 1.7 mm memenuhi persyaratan yang telah ditentukan karena memiliki nilai t yang lebih besar.

c. *Minimum Tube Side Thickness for Cryogenic Flow*

Berdasarkan *ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section II Part D – Materials* terhadap material yang dipilih yaitu *stainless steel* (SA312 - TP304L) dapat ditentukan batas maksimum tegangan pada material *tube* untuk *cryogenic flow* yang diizinkan seperti data di bawah ini:

Material yang dipilih	= SA312 - TP304L
S Maximum allowable stress	= 115 MPa (40°C ~ 60°C)
Sy Minimum yield strength	= 172 MPa (40°C ~ 60°C)
Su Minimum tensile strength	= 483 MPa (40°C ~ 60°C)

Setelah mengetahui batas maksimum tegangan yang diizinkan pada material *tube* untuk *cryogenic flow*, perhitungan *Minimum Tube Side Thickness for Cryogenic Flow* dapat dihitung dengan persamaan yang terdapat di ASME B31.3, *paragraph 304* seperti di bawah ini :

- Persamaan Pertama

$$t = \frac{PD}{2(SEW + PY)}$$

- Persamaan Kedua

$$t = \frac{P(d + 2c)}{2(SEW + P(1 - Y))}$$

Dimana:

D	= <i>outside diameter</i>
d	= <i>inside diameter</i>
E	= <i>quality factor</i>
P	= <i>internal pressure</i>
S	= <i>stress value</i>
t	= <i>wall thickness</i>
W	= <i>weld join strength</i>
Y	= <i>coefficient from Tabel 304.1.1 for 6 < D/t</i>
c	= <i>sum of mechanical allowance</i>

Sebelum memulai proses perhitungan ada beberapa informasi yang perlu diketahui, informasi tersebut didapat dari proses perhitungan sebelumnya seperti Tabel 4.15.

Tabel 4.15 Informasi Perhitungan *Tube Side Thickness for Cryogenic Flow*

Properties	Specification	Units
Tube outside diameter (D)	19.05	mm
Tube inside diameter (d)	15.75	mm
Quality factor (E)	1	MPa
Internal pressure (P)	250	kPa
Stress value (S)	115000	kPa
Weld join strength (W)	1	-
Coefficient from Tabel 304.1.1 for 6 < D/t (Y)	0.4	-
Sum of mechanical allowance (C)	0	mm

Setelah mendapatkan informasi yang dibutuhkan, proses perhitungan dapat dilakukan seperti di bawah ini, yaitu:

- Persamaan Pertama

$$t = \frac{PD}{2(SEW + PY)}$$

$$t = \frac{250 \text{ kPa} \times 19.05 \text{ mm}}{2((115000 \text{ kPa} \times 1 \times 1) + (250 \text{ kPa} \times 0.4))} = 0.021 \text{ mm}$$

- Persamaan Kedua

$$t = \frac{P(d + 2c)}{2(SEW + P(1 - Y))}$$

$$t = \frac{250 \text{ kPa}(15.75 \text{ mm} + (2 \times 0))}{2((115000 \text{ kPa} \times 1 \times 1) + (1(1 - 0.4)))} = 0.017 \text{ mm}$$

Dari perhitungan di atas, dapat diambil nilai yang memenuhi syarat, yaitu 0.021 mm. Sehingga ketebalan pada desain sesuai dengan *software* Aspen yaitu 1.6 mm memenuhi persyaratan yang telah ditentukan karena memiliki nilai t yang lebih besar.

d. Maximum allowable stress value for tube material due to external pressure

Berdasarkan ASME *Boiler and Pressure Vessel Code, Section II Part D – Materials* terhadap material yang dipilih yaitu *stainless steel* (SA312 - TP304L) dapat ditentukan batas maksimum tegangan pada material *tube* yang disebabkan oleh tekanan luar yang diizinkan seperti data di bawah ini:

Material yang dipilih	= SA312 - TP304L
S Maximum allowable stress	= 115 MPa (40°C ~ 60°C)
Sy Minimum yield strength	= 172 MPa (40°C ~ 60°C)
Su Minimum tensile strength	= 483 MPa (40°C ~ 60°C)

e. Maximum allowable external working pressure

Pada sub bab ini kita akan menentukan besar dari tekanan luar maksimal yang diizinkan pada *tube*, perhitungan tersebut dapat dihitung dengan persamaan yang terdapat di ASME *Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII Division 1 – Rules for Construction of Pressure Vessels* seperti di bawah ini:

$$P_a = \frac{4B}{3\left(\frac{D}{t}\right)}$$

Dimana:

P_a = Maximum allowable external working pressure

B = Factor B (dapat dilihat di grafik)

D = Tube diameter

t = Tube thickness

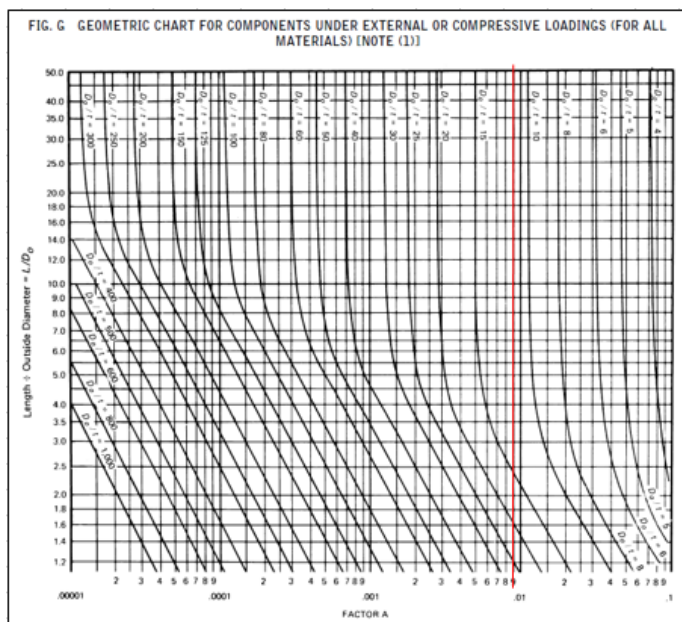
Sebelum memulai proses perhitungan ada beberapa informasi yang perlu diketahui, informasi tersebut didapat dari proses perhitungan sebelumnya seperti Tabel 4.16.

Tabel 4.16 Informasi Perhitungan Allowable External Working Pressure

Properties	Specification	Units
Tube length (L)	3000	mm
Tube diameter (D)	19.05	mm
Tube thickness (t)	1.65	mm
Tube inside diameter (d)	15.75	mm
D/t	11.55	-
L/D	228.35	-

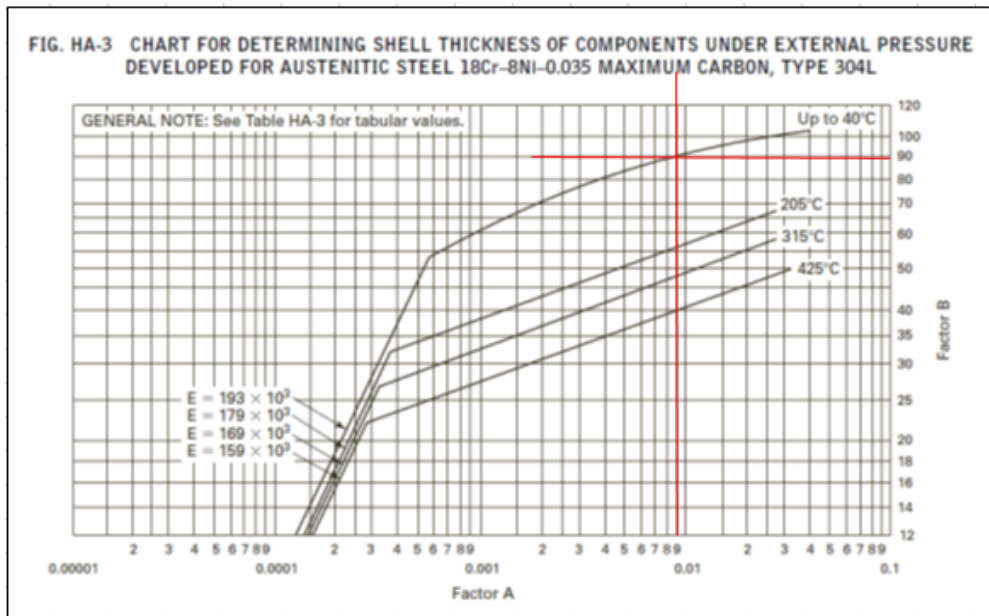
Setelah mendapatkan informasi yang dibutuhkan, proses perhitungan dapat dilakukan seperti di bawah ini, yaitu:

1. Langkah Pertama: Pada tahap ini adalah menentukan nilai dari faktor B, nilai faktor B dapat dicari dengan cara membaca grafik pada Gambar 4.11.



Gambar 4.11 Grafik pada ASME Boiler and Pressure Vessel Code

Dengan membaca Grafik di ASME *Boiler and Pressure Vessel Code*, Section II Part D – *Materials* didapat faktor A yaitu 0.009. Setelah mendapatkan nilai faktor A, kita dapat menentukan faktor B dengan pembacaan grafik kedua, seperti pada Gambar 4.12.



Gambar 4.12 Hasil Membaca Grafik di ASME *Boiler and Pressure Vessel Code*

Setelah membaca Grafik di ASME *Boiler and Pressure Vessel Code*, Section II Part D – *Materials* didapat nilai dari faktor B yaitu 90.

2. Langkah Kedua: Pada tahap ini kita menentukan nilai *maximum allowable external working pressure* (P_a), nilai P_a dapat menggunakan persamaan di bawah ini:

$$P_a = \frac{4B}{3\left(\frac{D}{t}\right)}$$

$$P_a = \frac{4 \times 90}{3(11.55)}$$

$$P_a = 10.4 \text{ MPa}$$

$$P_a = 103.9 \text{ bar}$$

Dari perhitungan di atas, dapat diambil nilai maksimum tekanan dari luar yaitu sebesar 103.9 bar. Sehingga tekanan memenuhi persyaratan yang telah ditentukan karena memiliki nilai Pa yang lebih kecil.

4.2.2.2 Design Resume

Setelah menghitung secara matematis ketebalan pada bagian *tube* dan *shell* serta besar tekanan luar maksimum, nilai tersebut dibandingkan dengan nilai yang terdapat pada *software* Aspen, maka data dinyatakan memenuhi syarat yang ditentukan sesuai standar yang berlaku.

Tabel 4.17 Design Resume Mechanical Design Calculation

Properties	Specification	Units
Minimum Shell Side Thickness for Vessel Under Internal Pressure	0.8	mm
Design Shell Side Thickness for Vessel Under Internal Pressure	11.1	mm
Minimum Tube Side Thickness for Vessel Under Internal Pressure for Hydrotest	0.1	mm
Design Tube Side Thickness for Vessel Under Internal Pressure for Hydrotest	1.7	mm
Minimum Tube Side Thickness for Cryogenic Flow	0.021	mm
Design Tube Side Thickness for Cryogenic Flow	1.6	mm
Maximum allowable external working pressure	103.9	Bar
Design external working pressure	7	Bar

4.2.3 Pressure Relief Valve Sizing

Untuk operasi uap jenuh kering, diperlukan perhitungan *relief area of PSV*, perhitungan dapat menggunakan persamaan di bawah ini:

$$A = \frac{W_T}{51.5P}$$

$$A = \frac{12350 \text{ kg/hr} \times 9.81 \text{ m/s}^2}{51.5 \times 1 \text{ MPa}} = 2341.8 \text{ mm}^2$$

Dimana:

W_T = Required release flow, N/Hr

P = Set pressure, MPa

A = Relief area, mm²

Dari perhitungan didapat nilai dari *relief area of PSV* adalah 2351,8 mm².

4.2.4 Flange and Nozzle Calculation

Pada Sub Bab ini akan dibahas proses penentuan *flange* dan *nozzle* pada *shell* dan *tube*, dalam sub bab ini perhitungan mengacu pada standar besar di bawah ini:

- ASME BPVC SECTION VIII DIV I - Rules for Construction of Pressure Vessels
- ASME BPVC SECTION II PART D - Materials
- ASME B16.5 - Pipe Flanges and Flanged Fittings

a. Tube Side Inlet Flange

Sebelum memulai proses perhitungan ada beberapa informasi yang perlu diketahui, informasi tersebut didapat dari proses perhitungan sebelumnya seperti Tabel 4.18.

Tabel 4.18 Tube Side Information

No	Description	Not.	Unit	
1	Internal Pressure	P	MPa	1.50
2	Axial Load		N	836.08
3	Unsupported Length		m	2.00
4	Unsupported weight		N	54.73
5	Bending Moment		Nm	54.73
6	Flange Class			150.00
7	Pipe Size			25.00
8	Pipe Schedule			40.00
9	Pipe OD		mm	33.40
10	Pipe ID		mm	26.64
11	Pipe Density		kg/m ³	7999.50
12	Fluid Density		kg/m ³	431.50

1. Axial Load

$$\text{Axial Load} = P \times \left(0.25 \times \pi \times \left(\frac{B}{1000} \right)^2 \right) \times 1000000$$

$$\text{Axial Load} = 1.50 \text{ MPa} \times \left(0.25 \times 3.14 \times \left(\frac{26.64 \text{ mm}}{1000} \right)^2 \right) \times 1000000$$

$$\text{Axial Load} = 836.08 \text{ N}$$

2. Unsupported Weight

Unsupported Weight

$$= \left(0.25 \times \pi \times \left(\left(\frac{(\text{pipe OD})^2}{1000} \right) - \left(\frac{(\text{pipe ID})^2}{1000} \right) \right) \times \text{pipe density} \right. \\ \left. + 0.25 \times \pi \times \left(\frac{(\text{pipe ID})^2}{1000} \right) \times \text{fluid density} \right) \times 9.807 \times \text{unsupported length}$$

Unsuported Weight

$$= \left(0.25 \times 3.14 \times \left(\left(\frac{(33.40 \text{ mm})^2}{1000} \right) - \left(\frac{(26.64 \text{ mm})^2}{1000} \right) \right) \times 7999.50 \text{ kg/m}^3 \right. \\ \left. + 0.25 \times 3.14 \times \left(\frac{(26.64 \text{ mm})^2}{1000} \right) \times 2.4 \text{ kg/m}^3 \right) \times 9.807 \times 2 \text{ m}$$

$$\text{Unsupported Weight} = 50.04 \text{ N}$$

3. Bending Moment

$$\text{Bending Moment} = \text{Unsupported weight} \times \text{Unsupported length} \times 0.5$$

$$\text{Bending Moment} = 50.04 \text{ N} \times 2 \text{ m} \times 0.5$$

$$\text{Bending Moment} = 50.04 \text{ Nm}$$

4. Pipe ID

$$\text{Pipe ID} = \text{Pipe OD} - 2 \times t_n$$

$$\text{Pipe ID} = 33.40 \text{ mm} - 2 \times 3.38 \text{ mm}$$

$$\text{Pipe ID} = 26.64 \text{ mm}$$

5. *Width of Gasket (N)*

$$N = \frac{(Gasket\ OD - Gasket\ ID)}{2}$$

$$N = \frac{(47.80\ mm - 31.80\ mm)}{2}$$

$$N = 8\ mm$$

6. *Basic Gasket Seating Width (b0₁)*

$$b0_1 = \frac{N}{2}$$

$$b0_1 = \frac{8\ mm}{2}$$

$$b0_1 = 4\ mm$$

Persamaan 2

Jika *Basic Gasket Seating Width* ($b0_1$) ≤ 6 , maka $b0_2 = b0_1$

Jika tidak, maka gunakan rumus:

$$b0_2 = 2.5 \times \sqrt{\text{Basic gasket seating wall}}$$

Karena $b0_1 = 4\ mm$, $4\ mm \leq 6\ mm$

maka $b0_2 = b0_1 = 4\ mm$

7. *Location of Gasket Load (G)*

Jika $b0_1 \leq 6$, maka $G = \frac{(Gasket\ OD + Gasket\ ID)}{2}$

Jika tidak, maka gunakan rumus:

$$G = Gasket\ OD - (2 \times b0_2)$$

Karena $b0_1 = 4\ mm$, $4\ mm \leq 6\ mm$

Maka:

8. *Location of Gasket Load (G)*

$$G = \frac{(Gasket\ OD + Gasket\ ID)}{2}$$

$$G = \frac{(47.80 \text{ mm} + 31.80 \text{ mm})}{2}$$

$$G = 39.80 \text{ mm}$$

9. Equivalent Pressure (P_{eq})

$$P_{eq} = \left(\frac{(4 \times |aktual \text{ load}|)}{(\pi \times G^2)} \right) + \frac{(16 \times |bending \text{ moment}| \times 1000)}{(\pi \times G^3)}$$

$$P_{eq} = \left(\frac{(4 \times |836.08 \text{ N}|)}{(3.14 \times 39.88 \text{ mm}^2)} \right) + \frac{(16 \times |50.04 \text{ Nm}| \times 1000)}{(3.14 \times 39.88 \text{ mm}^3)}$$

$$P_{eq} = 4.71 \text{ MPa}$$

10. Total Pressure (P)

$$P = P_i + P_{eq}$$

$$P = 1.5 \text{ MPa} + 4.71 \text{ MPa}$$

$$P = 6.21 \text{ MPa}$$

11. Total Hydrostatic and Force (H)

$$H = 0.785 \times G^2 \times P$$

$$H = 0.785 \times (39.8 \text{ mm})^2 \times 6.21 \text{ MPa}$$

$$H = 7727.55 \text{ N}$$

12. Total Compression Load (H_p)

$$H_p = 2 \times b_0 \times \pi \times G \times m \times P_i$$

$$H_p = 2 \times 4 \text{ mm} \times 3.14 \times 39.80 \text{ mm} \times 3 \text{ m} \times 1.5 \text{ MPa}$$

$$H_p = 4501.27 \text{ N}$$

13. Bolt Load of Operating (W_{m1})

$$W_{m1} = H + H_p$$

$$W_{m1} = 7727.55 \text{ N} + 4501.27 \text{ N}$$

$$W_{m1} = 12228.82 \text{ N}$$

14. Bolt Load for Seating ($Wm2$)

$$Wm2 = \pi \times b \times G \times y$$

$$Wm2 = 3.14 \times 4 \text{ mm} \times 39.8 \text{ mm} \times 69 \text{ MPa}$$

$$Wm2 = 34492.27 \text{ N}$$

15. Area of Bolt for Operating ($Am1$)

$$Am1 = \frac{Wm1}{Sb}$$

$$Am1 = \frac{12228.82 \text{ N}}{115 \text{ MPa}}$$

$$Am1 = 106.34 \text{ mm}^2$$

16. Area of Bolt for Seating ($Am2$)

$$Am2 = \frac{Wm2}{Sa}$$

$$Am2 = \frac{34492.27 \text{ N}}{115 \text{ MPa}}$$

$$Am2 = 299.93 \text{ mm}^2$$

17. Required Area of Bolt (Am)

Jika $Am1 \geq 6 \text{ } Am2$, maka $Am = Am1$

Jika tidak, maka $Am = Am2$

Karena $Am1 = 106.34 \text{ mm}^2$, dan $Am2 = 299.93 \text{ mm}^2$ Berarti bahwa $Am1 \leq Am2$.

Maka $Am = Am2 = 299.93 \text{ mm}^2$

18. Bolt Stress % in Operating

Bolt Stress % in Operating

$$= \left(\frac{Wm1 / (\text{number of bolt} \times \text{area of bolt at thread})}{Sb} \right) \dots$$

Bolt Stress % in Operating

$$= \left(\frac{12228.2 \text{ N} / (4 \times 126.28 \text{ mm}^2)}{115 \text{ MPa}} \right)$$

$$\text{Bolt Stress \% in Operating} = 0.21$$

19. Bolt Stress % in Seating

$$\begin{aligned} & \text{Bolt Stress \% in Seating} \\ &= \left(\frac{Am_2 / (\text{number of bolt} \times \text{area of bolt at thread})}{Sa} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \text{Bolt Stress \% in Seating} \\ &= \left(\frac{299.93 \text{ mm}^2 / (4 \times 126.28 \text{ mm}^2)}{115 \text{ MPa}} \right) \end{aligned}$$

$$\text{Bolt Stress \% in Seating} = 0.0051$$

20. Flange Design Bolt Load Seat (W2)

$$W2 = \frac{Am + (\text{Number of bolts} \times \text{Area of bolts at thread}) \times Sa}{2}$$

$$W2 = \frac{299.93 \text{ mm}^2 + (4 \times 126.28 \text{ mm}^2) \times 115 \text{ MPa}}{2}$$

$$W2 = 46381.82 \text{ N}$$

21. Radial Distance (R)

$$R = \left(\frac{(C - B)}{2} \right) - g1$$

$$R = \left(\frac{(79.4 \text{ mm} - 26.64 \text{ mm})}{2} \right) - 13.68 \text{ mm}$$

$$R = 12.70 \text{ mm}$$

22. Moment Arm hD (hD)

$$hD = R + 0.5 \times g1$$

$$hD = 12.70 \text{ mm} + 0.5 \times 11.18 \text{ mm}$$

$$hD = 19.54 \text{ mm}$$

23. Moment Arm hT (hT)

$$hT = \frac{R + g1 + hG}{2}$$

$$hT = \frac{12.70 \text{ mm} + 11.18 \text{ mm} + 19.80 \text{ mm}}{2}$$

$$hT = 23.09 \text{ mm}$$

24. Moment Arm hG (hG)

$$hG = \frac{C - G}{2}$$

$$hG = \frac{79.40 \text{ mm} - 39.80 \text{ mm}}{2}$$

$$hG = 19.80 \text{ mm}$$

25. Hydrostatic End Force HD (HD)

$$HD = 0.785 \times (B)^2 \times P$$

$$HD = 0.785 \times (26.64 \text{ mm})^2 \times 1.50 \text{ MPa}$$

$$HD = 835.66 \text{ N}$$

26. Difference HT (HT)

$$HT = H - HD$$

$$HT = 8198.89 \text{ N} - 835.66 \text{ N}$$

$$HT = 7363.23 \text{ N}$$

27. Gasket Load HG (HG)

$$HG = W1 - H$$

$$HG = 12700.17 \text{ N} - 8198.89 \text{ N}$$

$$HG = 4501.27 \text{ N}$$

28. Moment MD (MD)

$$MD = HD \times hD$$

$$MD = 835.66 \text{ N} \times 19.54 \text{ mm}$$

$$MD = 16328.79 \text{ N.mm}$$

29. Moment MG (MG)

$$MG = HG \times hG$$

$$MG = 4501.27 \text{ N} \times 19.80 \text{ mm}$$

$$MG = 89125.22 \text{ N.mm}$$

30. Total Operating Flange Moment (M_{oo})

$$M_{oo} = MD + MG + MT$$

$$M_{oo} = 16328.79 \text{ N.mm} + 89125.22 \text{ N.mm} + 170017.08 \text{ N.mm}$$

$$M_{oo} = 275471.09 \text{ N.mm}$$

31. Total Seating Flange Moment (M_{os})

$$M_{os} = \frac{W^2 \times (C - G)}{2}$$

$$M_{os} = \frac{46381.82 \text{ N} \times (79.40 \text{ mm} - 39.80 \text{ mm})}{2}$$

$$M_{os} = 918359.96 \text{ N.mm}$$

32. Stress Coefficient (C_s)

- Persamaan Pertama

$$C_s = \frac{1.5 \times S_{fd}}{S_{HO}}$$

$$C_s = \frac{1.5 \times 207 \text{ MPa}}{24.57 \text{ MPa}}$$

$$C_s = 12.64$$

- Persamaan Kedua

$$C_s = \frac{S_{Fd}}{S_{RO}}$$

$$C_s = \frac{207 \text{ MPa}}{38.06 \text{ MPa}}$$

$$C_s = 5.44$$

- Persamaan Ketiga

$$C_s = \frac{S_{Fd}}{S_{TO}}$$

$$C_s = \frac{207 \text{ MPa}}{16.68 \text{ MPa}}$$

$$C_s = 12.41$$

- Persamaan Keempat

$$C_S = \frac{S_{Fd}}{(S_{HO} + S_{RO})/2}$$

$$C_S = \frac{207 \text{ MPa}}{(24.57 \text{ MPa} + 38.06 \text{ MPa})/2}$$

$$C_S = 6.61$$

- Persamaan Kelima

$$C_S = \frac{S_{Fd}}{(S_{HO} + S_{TO})/2}$$

$$C_S = \frac{207 \text{ MPa}}{(24.57 \text{ MPa} + 16.68 \text{ MPa})/2}$$

$$C_S = 10.04$$

- Persamaan Keenam

$$C_S = \frac{1.5 \times S_{FS}}{S_{HS}}$$

$$C_S = \frac{1.5 \times 207 \text{ MPa}}{81.91 \text{ MPa}}$$

$$C_S = 3.79$$

- Persamaan Ketujuh

$$C_S = \frac{S_{FS}}{S_{RS}}$$

$$C_S = \frac{207 \text{ MPa}}{126.87 \text{ MPa}}$$

$$C_S = 1.63$$

- Persamaan Kedelapan

$$C_S = \frac{S_{FS}}{S_{TS}}$$

$$C_S = \frac{207 \text{ MPa}}{55.6 \text{ MPa}}$$

$$C_S = 3.72$$

- Persamaan Kesembilan

$$C_S = \frac{S_{FS}}{(S_{HS} + S_{RS})/2}$$

$$C_S = \frac{207 \text{ MPa}}{(81.91 \text{ MPa} + 126.87 \text{ MPa})/2}$$

$$C_S = 1.98$$

- Persamaan Kesepuluh

$$C_S = \frac{S_{FS}}{(S_{HS} + S_{TS})/2}$$

$$C_S = \frac{207 \text{ MPa}}{(81.91 \text{ MPa} + 55.6 \text{ MPa})/2}$$

$$C_S = 3.01$$

Karena *Stress Coefficient* dari seluruh persamaan memiliki besar lebih dari 1, maka memenuhi kriteria dalam standar minimal *Stress Coefficient*.

33. Flange Weight

$$W = \left(0.25 \pi (A^2 - B^2) \times t \times \frac{\text{pipe density}}{10^9} \right) - \left(\text{number of bolts} \times \text{area of bolt at thread} \times t \times \frac{\text{pipe density}}{10^9} \right)$$

$$W = \left(0.25 \pi (107.95 \text{ mm}^2 - 26.64 \text{ mm}^2) \times 15.75 \text{ mm} \times \frac{7999.5 \text{ kg/m}^3}{10^9} \right) - \left(4 \times 126.68 \text{ mm}^2 \times 15.75 \text{ mm} \times \frac{7999.5 \text{ kg/m}^3}{10^9} \right)$$

$$W = 1.02 \text{ kg}$$

Setelah menghitung dengan persamaan di atas, detail hasil keseluruhan perhitungan dapat dilihat pada tabel *Tube Side Inlet Flange* di lampiran.

b. *Tube Side Inlet Nozzle*

Pada tahap ini akan dicari besar dari berat konstruksi pada *Tube Side Inlet Nozzle*, namun sebelum memulai proses perhitungan diperlukan beberapa informasi yang dapat dilihat pada Tabel 4.19.

Tabel 4.19 *Tube Side Information 2*

Properties	Specification	Units
Velocity (v)	0.17	m/s
Mass flow (m)	20670	kg/s
density (ρ)	431.50	kg/m ³
Min Inlet inside diameter (d)	26.64	mm
Outside diameter (D)	33.40	mm
Length (L)	120	mm

1. *Flow rate (Q)*

$$A = \frac{m}{\rho}$$

$$A = \frac{20670 \text{ kg/s}}{431.5 \text{ kg/m}^3}$$

$$A = 47.9 \text{ m}^3/\text{s}$$

2. *Min Inlet Area (A)*

$$A = 0.25 \pi \times d^2$$

$$A = 0.25 \pi \times 26.64^2$$

$$A = 557.39 \text{ mm}^2$$

3. *rho-v² (A)*

$$A = \rho V^2$$

$$A = 431.5 \times 0.17^2$$

$$A = 12.06 \text{ kg/ms}^2$$

4. *Weight (W)*

$$A = 0.25 \pi \times L \times (D^2 - d^2) \times \frac{\text{pipe density}}{10^9}$$

$$A = 0.25 \pi \times 120\text{mm} \times (33.4^2 - 26.64^2) \times \frac{7999.5\text{kg/m}^3}{10^9}$$

$$A = 0.31 \text{ kg}$$

c. *Tube Side Outlet Flange*

Untuk proses perhitungan *Tube Side Outlet Flange* sama dengan tahap perhitungan pada *Tube Side Inlet Flange*, sehingga didapat *output* pada tabel di bawah ini:

Tabel 4.20 *Tube Side Outlet Flange*

Properties	Specification	Units
Bolt area Adequate	YES	
Total Seating Flange Moment (Mos)	918359.96	N.mm
If above 10 values are > 1.0, All Pass	PASS	
Flange Weight	1.019	kg

*) Catatan: Untuk tabel detail perhitungan dapat dilihat pada lampiran Perhitungan *Tube Side Outlet Flange*.

d. *Tube Side Outlet Nozzle*

Untuk proses perhitungan sama dengan tahap perhitungan pada *Tube Side Inlet Nozzle*, sehingga di dapat *output* pada tabel di bawah ini:

Tabel 4.21 *Tube Side Outlet Nozzle*

Properties	Specification	Units
Flow rate (Q)	47.90	m ³ /s
Min Inlet Area (A)	557.39	mm ²
Weight	0.31	kg

*) Catatan: Untuk Tabel detail perhitungan dapat dilihat pada lampiran Perhitungan *Tube Side Outlet Nozzle*.

e. Shell Side Inlet Flange

Untuk proses perhitungan sama dengan tahap perhitungan pada *Tube Side Inlet Flange*, sehingga didapat *output* pada Tabel 4.22.

Tabel 4.22 Shell Side Inlet Flange

Properties	Specification	Units
Bolt area Adequate	YES	
Total Seating Flange Moment (Mos)	6478059.84	N.mm
If above 10 values are > 1.0, All Pass	PASS	
Flange Weight	7.560	kg

*) Catatan: Untuk Tabel detail perhitungan dapat dilihat pada lampiran Perhitungan *Shell Side Inlet Flange*

f. Shell Side Inlet Nozzle

Untuk proses perhitungan sama dengan tahap perhitungan pada *Tube Side Inlet Nozzle*, sehingga di dapat *output* pada Tabel 4.23.

Tabel 4.23 Shell Side Inlet Nozzle

Properties	Specification	Units
Flow rate (Q)	11.56	m ³ /s
Min Inlet Area (A)	8212.99	mm ²
Weight	3.6	kg

*) Catatan: Untuk Tabel detail perhitungan dapat dilihat pada lampiran Perhitungan *Shell Side Inlet Nozzle*.

g. Shell Outlet Flange

Untuk proses perhitungan sama dengan tahap perhitungan pada *Tube Side Inlet Flange*, sehingga di dapat *output* pada Tabel 4.24.

Tabel 4.24 Shell Outlet Flange

Properties	Specification	Units
Bolt area Adequate	YES	
Total Seating Flange Moment (Mos)	6478059.84	N.mm
If above 10 values are > 1.0, All Pass	PASS	
Flange Weight	7.560	kg

*) Catatan: Untuk Tabel detail perhitungan dapat dilihat pada lampiran Perhitungan *Shell Outlet Flange*.

h. *Shell Outlet Nozzle*

Untuk proses perhitungan sama dengan tahap perhitungan pada *Tube Side Inlet Nozzle*, sehingga didapat *output* pada Tabel 4.25.

Tabel 4.25 *Shell Outlet Nozzle*

Properties	Specification	Units
Flow rate (Q)	11.56	m ³ /s
Min Inlet Area (A)	8212.99	mm ²
Weight	3.6	kg

*) Catatan: Untuk Tabel detail perhitungan dapat dilihat pada lampiran Perhitungan *Shell Outlet Nozzle*.

4.3 Desain 3D

4.3.1 Penentuan Spesifikasi Komponen Utama

Berdasarkan proses perhitungan yang telah dilakukan dan simulasi dengan menggunakan *software* Aspen Hysys, dapat ditentukan spesifikasi dari komponen utama *regasification unit* LNG seperti berikut:

1. LNG Feed Pump (*Barell Type*)



Gambar 4.13 Pompa 1

- Standards
 - ISO 13709/API 610 (OH2), latest ed.
- Operating Parameters

- Flows to 30 m³/h (130 gpm)
- Heads to 280 m (920 ft)
- Pressures to 80 bar (1160 psi)
- Temperatures from -160°C (-250°F) to 450°C (842°F)



Gambar 4.14 Pompa 2

- Standards
 - Flowserve
- Operating Parameters
 - Flows to 1350 m³/h (6000 gpm)
 - Heads to 30 m (100 ft)
 - Pressures to 10 bar (150 psi)
 - Temperatures to 110°C (225°F)
 - Solids from 2% to 70% by weight
 - Speeds to 1780 rpm

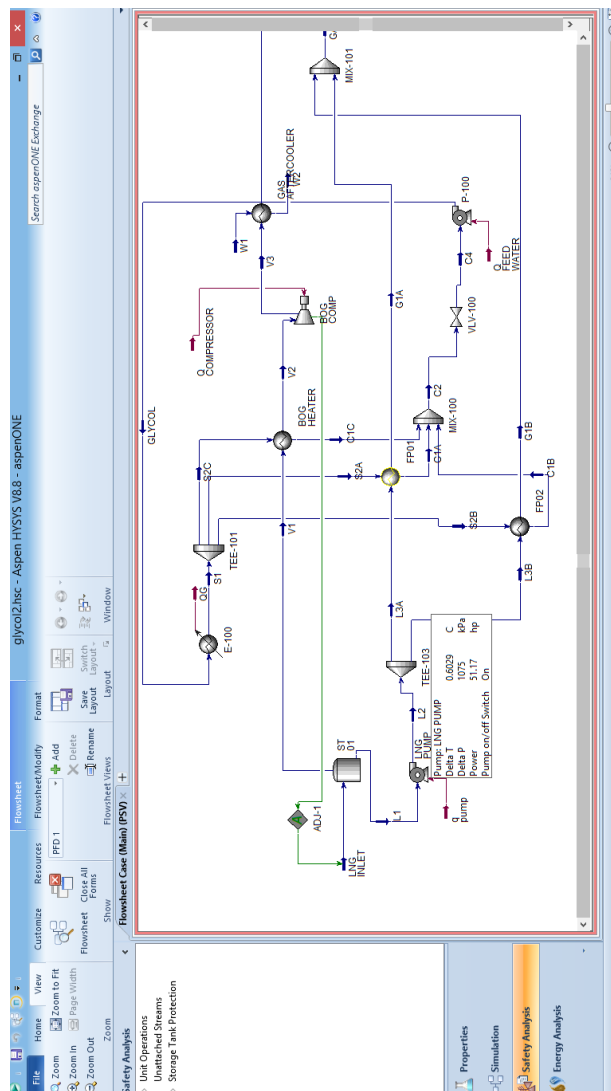
2. Compressor



Gambar 4.15 Compressor

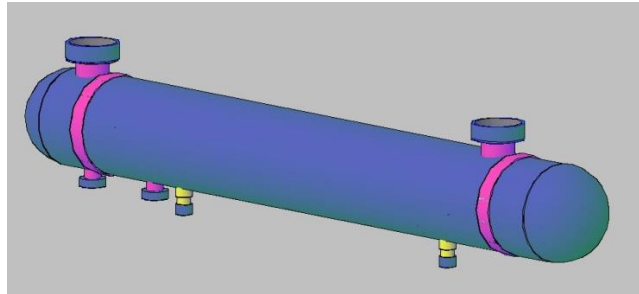
- Merk : ABAC
- Type : S-B4900 270 FT4
- Berat : 20 kg
- Kapasitas : 13.8 CFM (FAD) @11 bar
- Motor : 4 Hp (3 Kw)
- Pressure : 11 bar
- Noise Level : 69 dB

4.3.2 Tampilan Sistem Desain Pada Software Aspen

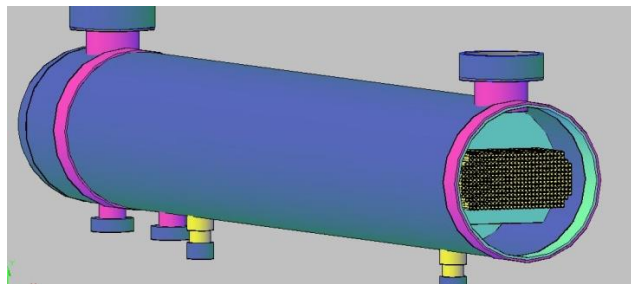


Gambar 4.16 Tampilan Sistem pada Software Aspen

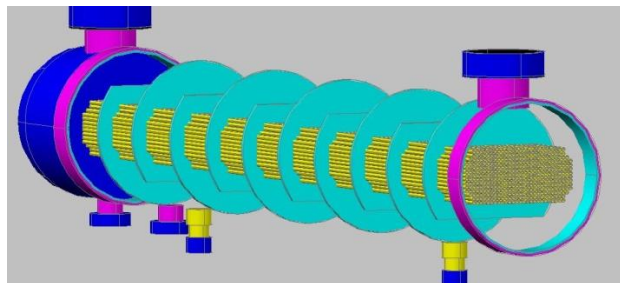
4.3.3 Gambar 3D *Heat Exchanger Sistem Glycol*



Gambar 4.17 *Heat Exchanger Sistem Glycol*



Gambar 4.18 Tampak Depan *Heat Exchanger*



Gambar 4.19 Bagian Dalam *Heat Exchanger*

Specification of Heat Exchanger:

Type	Shell and Tube
Pitch Type	Triangular Pitch
Head Type	Pull Through Floating Head
Capacity	25 mmscfd
Inlet Temperature Tube Side	-160 °C
Outlet Temperature Shell Side	16 °C
Inlet Temperature Tube Side	30 °C
Outlet Temperature Shell Side	15 °C
Design Pressure	1500 kPa

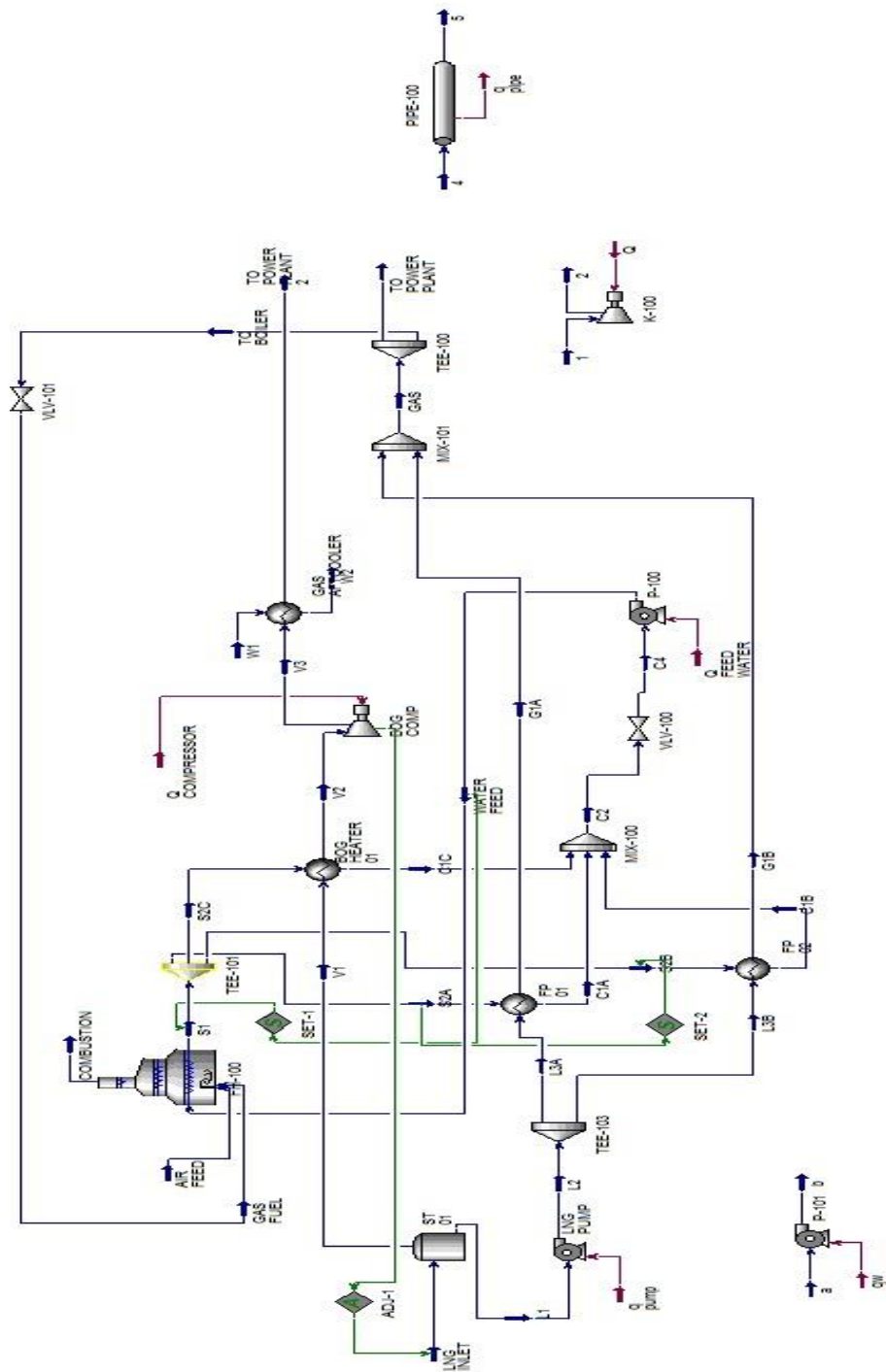
4.4 Perbandingan Sistem *Steam* dan *Glycol*

- Pengoperasian dan Pemeliharaan
 - Sistem *Aqueous Glycol*
Bagian yang perlu menjadi perhatian utama dalam sistem ini adalah pada bagian siklus *glycol* dan sistem filtrasi, yaitu berupa pemeliharaan *vaporizer* dan pembersihan *exchanger*.
 - Sistem *Steam*
Kontrol pada sistem *steam* umumnya lebih kompleks karena perlu menyeimbangkan gas buang panas dan gas bakar, dan diperlukan koordinasi dengan operasi pembangkit listrik. (Patel, Dhirav. 2013).
- Kebutuhan yang Dibutuhkan
 - Sistem *Aqueous Glycol*
Pada sistem *aqueous glycol* dalam pengoperasiannya hanya diperlukan tenaga listrik.
 - Sistem *Steam*
Pada sistem *steam* dalam pengoperasiannya diperlukan gas bahan bakar dan tenaga listrik. (Patel, Dhirav. 2013).
- Emisi dan Efisiensi
 - Sistem *Aqueous Glycol*
Tidak ada dampak signifikan terhadap lingkungan kecuali kabut tebal.
 - Sistem *Steam*
Emisi gas buang (NO_x, CO₂) dan debit kondensat air asam. (Patel, Dhirav. 2013).
- *Safety* (Keamanan)
 - Sistem *Aqueous Glycol*
Kebocoran HC ke sistem *glycol* yang dapat dibuang ke lokasi yang aman melalui *surge vessel*.
 - Sistem *Steam*
Kebocoran HC ke sistem air yang dapat dibuang ke lokasi yang aman melalui SCV *stack* dan *surge vessel*. (Patel, Dhirav. 2013).

LNG yang berada di dalam tangki terdapat dalam bentuk *liquid* dengan temperatur -160°C . selain *liquid* terdapat LNG yang berbentuk gas, hal tersebut terjadi karena *liquid* LNG secara alami akan berubah menjadi gas sebanyak 0.15%/ hari, tetapi untuk menaikkan temperatur sistem menggunakan *glycol*. Gas yang berubah akan dihisap oleh kompresor yang akan dinaikkan temperaturnya menggunakan *glycol* yang telah dipanaskan oleh *heater*. Setelah *glycol* mengalami kenaikan temperatur, maka digunakan untuk menaikkan temperatur gas yang ada pada tangki serta untuk menaikkan temperatur *liquid* LNG. Kemudian setelah temperatur *glycol* mengalami penurunan, maka dialirkan kembali menuju pemanas agar dapat digunakan kembali untuk menaikkan temperatur sistem gas dan sistem *liquid* LNG.

- Sistem *Steam*

Hampir sama dengan sistem uap tetapi gas yang berubah akan dihisap oleh kompresor yang akan dinaikkan temperaturnya menggunakan uap (*steam*) yang dihasilkan oleh *boiler*. Setelah gas mengalami kenaikan temperatur, maka sebagian gas dialirkan menuju *power plant*, dan sisanya dialirkan ke dalam tangki untuk menaikkan temperatur tangki agar *liquid* berubah menjadi gas. Setelah sebagian *liquid* berubah menjadi gas, maka akan dialirkan menggunakan pompa LNG menuju sistem *power plant* dengan melewati *head exchanger* yang terhubung di *boiler* untuk menaikkan temperatur *liquid*. Uap yang telah digunakan untuk menaikkan temperatur akan berubah menjadi air, dan air tersebut dialirkan kembali menuju *boiler* untuk dirubah menjadi uap agar bisa digunakan untuk menaikkan sistem



Gambar 4.21 Sistem *Steam*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Setelah dilakukan analisa dengan menggunakan *software* Aspen Hysys dan perhitungan matematis, maka kesimpulan dari Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Perbandingan keuntungan dan kerugian antara sistem *steam* dan *glycol* dari berbagai aspek menunjukkan penggunaan sistem *glycol* lebih menguntungkan dibandingkan dengan sistem *steam*, berikut ini merupakan penjelasannya yang dapat dilihat pada Tabel 5.1.

Tabel 5.1 Perbandingan Sistem *Steam* dan *Aqueous Glycol*

<i>Steam</i>	<i>Aqueous Glycol</i>
Kontrol pada sistem <i>steam</i> umumnya lebih kompleks karena perlu menyeimbangkan gas buang panas dan gas bakar, dan diperlukan koordinasi dengan operasi pembangkit listrik.	Bagian yang perlu menjadi perhatian utama dalam sistem ini adalah pada bagian siklus <i>glycol</i> dan sistem filtrasi, yaitu berupa pemeliharaan <i>vaporizer</i> dan pembersihan <i>exchanger</i> .
Pada sistem <i>steam</i> dalam pengoperasiannya diperlukan gas bahan bakar dan tenaga listrik.	Pada sistem <i>aqueous glycol</i> dalam pengoperasiannya hanya diperlukan tenaga listrik.
Emisi gas buang (NO _x , CO ₂) dan debit kondensat air asam.	Tidak ada dampak signifikan terhadap lingkungan kecuali asap tebal.
Kebocoran HC ke sistem air yang dapat dibuang ke lokasi yang aman melalui SCV <i>stack</i> dan <i>surge vessel</i> .	Kebocoran HC ke sistem <i>glycol</i> yang dapat dibuang ke lokasi yang aman melalui <i>surge vessel</i> .
Dari sistem kerja lebih kompleks karena melibatkan lebih banyak komponen.	Dari sistem kerja lebih sederhana karena melibatkan lebih sedikit komponen.
Menggunakan <i>boiler</i> .	Tidak menggunakan <i>boiler</i> .

Dari Tabel 5.1 dapat disimpulkan bahwa penggunaan sistem *aqueous glycol* lebih menguntungkan daripada penggunaan sistem *steam*. Perbandingan beberapa parameter pada penggunaan *software* Aspen Hysys dan perhitungan matematis dinyatakan sesuai.

2. Perhitungan ketebalan minimum pada bagian *shell* dan *tube* sesuai dengan ASME BPVC Section VIII Division I, ASME BPVC Section II Part D, dan ASME B31.3 terpenuhi.

3. Penentuan spesifikasi dari desain *heat exchanger* dapat dilihat pada Tabel 5.2.

Tabel 5.2 Spesifikasi *Heat Exchanger*

Type	Shell and Tube
Pitch Type	Triangular Pitch
Head Type	Pull Through Floating Head
Capacity	25 mmscfd
Inlet Temperature Tube Side	-160 °C
Outlet Temperature Shell Side	16 °C
Inlet Temperature Tube Side	30 °C
Outlet Temperature Shell Side	15 °C
Design Pressure	1500 kPa

5.2 Saran

1. Perlu adanya tinjauan lebih rinci mengenai komponen lain di seluruh sistem *regasification unit* melalui perhitungan secara matematis, karena Tugas Akhir ini terbatas pada pembahasan *vaporizer* di *regasification unit*.
2. Perlu dibuat pemodelan yang lebih presisi dan lebih mendetail terkait keseluruhan sistem di *regasification unit*.
3. Serta diharapkan adanya perhitungan dan analisa ekonomis yang riil terhadap anggaran pembuatan sistem *aqueous glycol* pada seluruh komponen di *regasification unit*.

DAFTAR PUSTAKA

PT.Jaya Samudra Karunia, “LNG Regasification Unit at Tanjung Benoa, Bali, ” Technical Proposal Floating Re-gasification Unit (FRU) Bali , 2015.

Fossas Joan Soler, “Modelling of Multistream LNG Heat Exchangers,” Thesis Norwegian University of Science and technology, Department of Energy and Process Engineering, Norwegian, 2011.

Egashira Shinji, “LNG Vaporizer for LNG Re-gasification Terminal,” Paper of Kobe Steel Technology, Japan, 2013.

Soegiono and K. B. Artana, Transportasi LNG Indonesia, Surabaya: Airlangga University Press, 2006.

Geankoplis Christie, Transport Process Unit Operations, United States of America: 1993.

Engineer Team, Process Design Calculation, Bali : Technical Proposal Floating Re-gasification Unit (FRU) Bali, 2015.

Edwards, John E. 2008. “Design and Rating Shell and Tube Heat Exchangers”. Teeside: Pidesign.

Primo, Jurandir. 2010. “Shell and Tube Heat Exchangers Basic Calculations”. Virginia: PDH Center.

Patel, Dhirav. 2013. "LNG Vaporizer Selection Based on Site Ambient Conditions", Makalah disajikan dalam 30th Annual Conference 2013 di Edinburgh United Kingdom, 18-20 September 2013.

ASME Boiler and Pressure Vessel Code, “Rules for Construction of Pressure Vessels,” 2010.

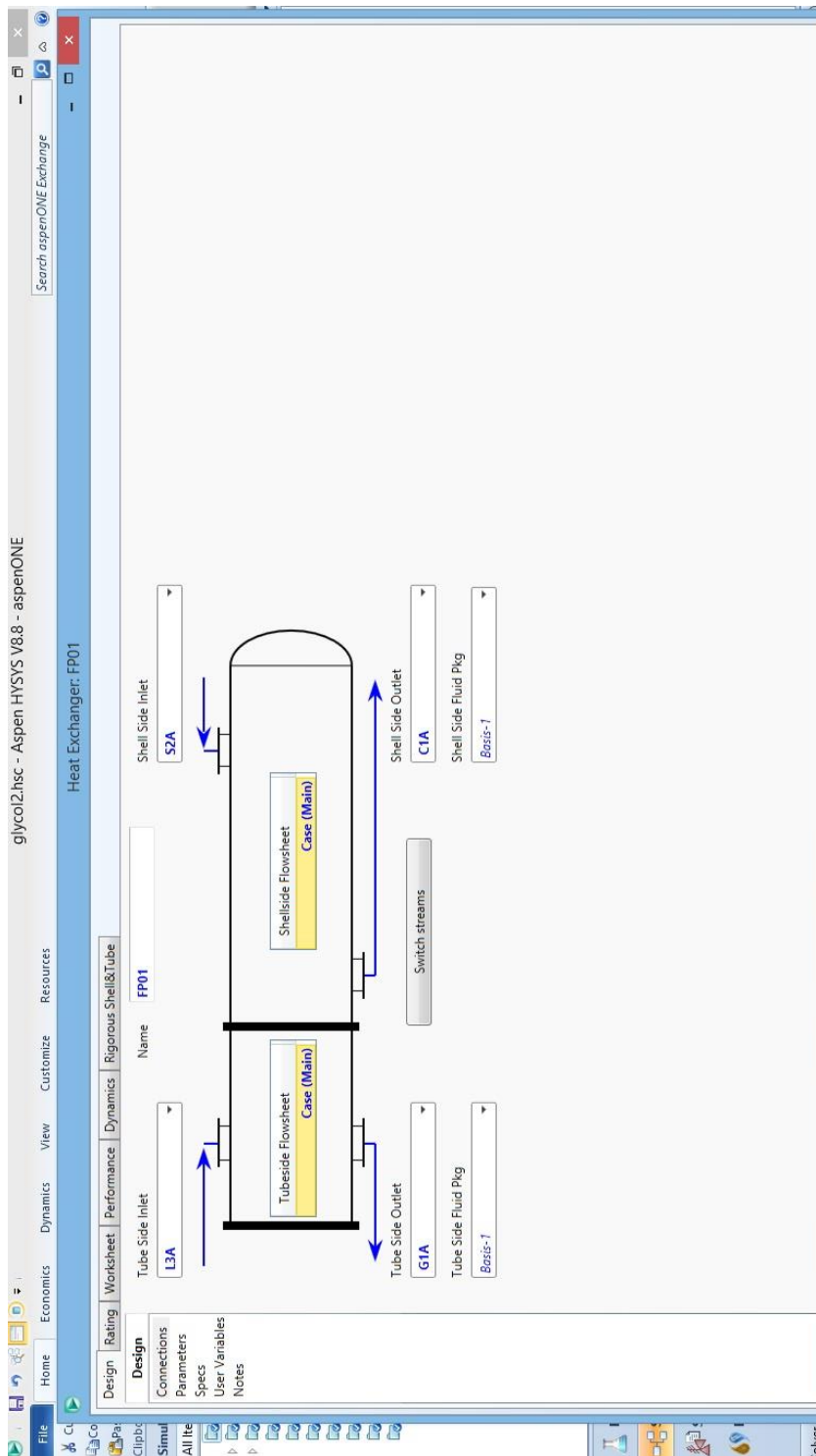
ASME Boiler and Pressure Vessel Code, “Materials,” 2010.

ASME B31.3, “Process Piping,” 2002.

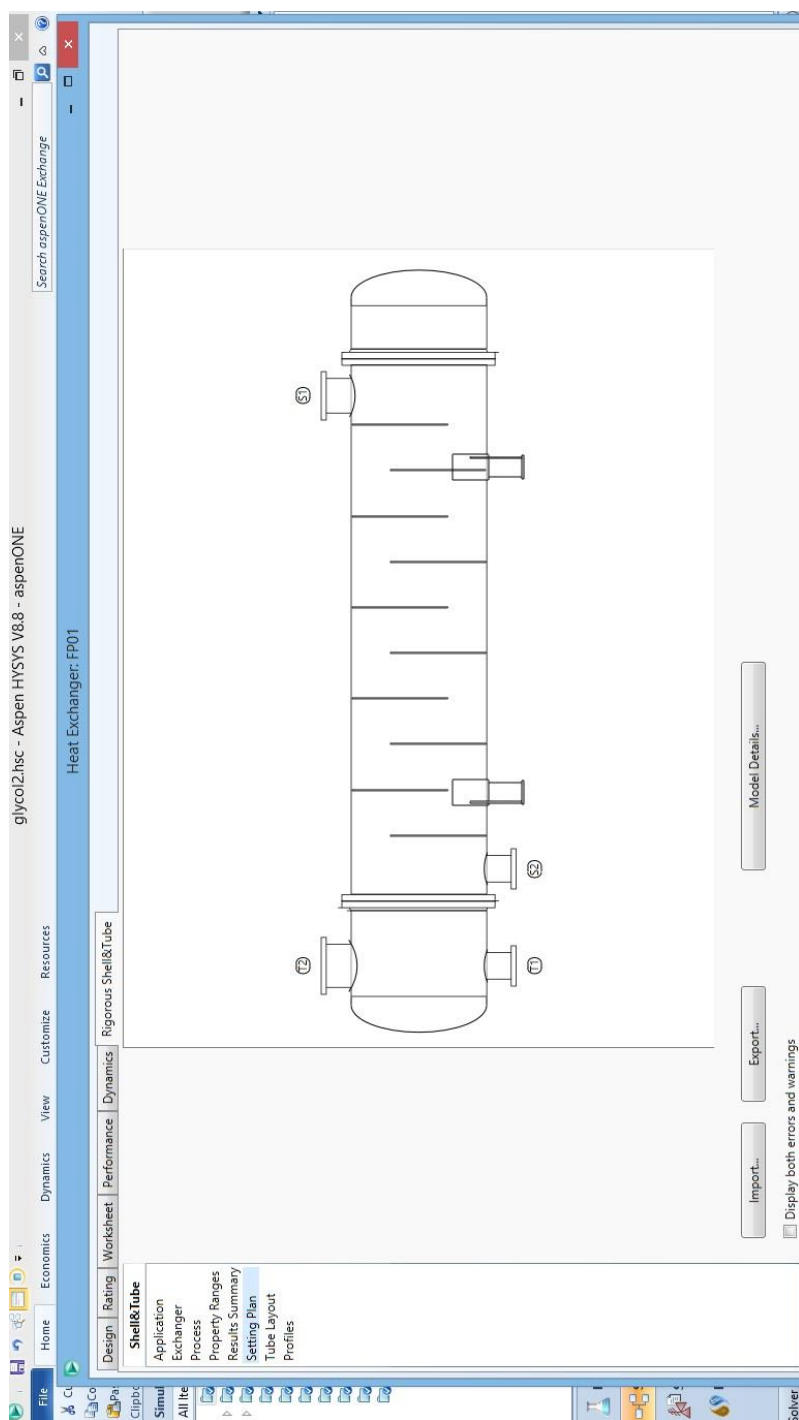
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Economics		Energy	
Capital Cost	1,263,500 USD	Available Energy Savings	MW
Utility Cost	0 USD/Year	% of Actual	off
Evaluated		off	

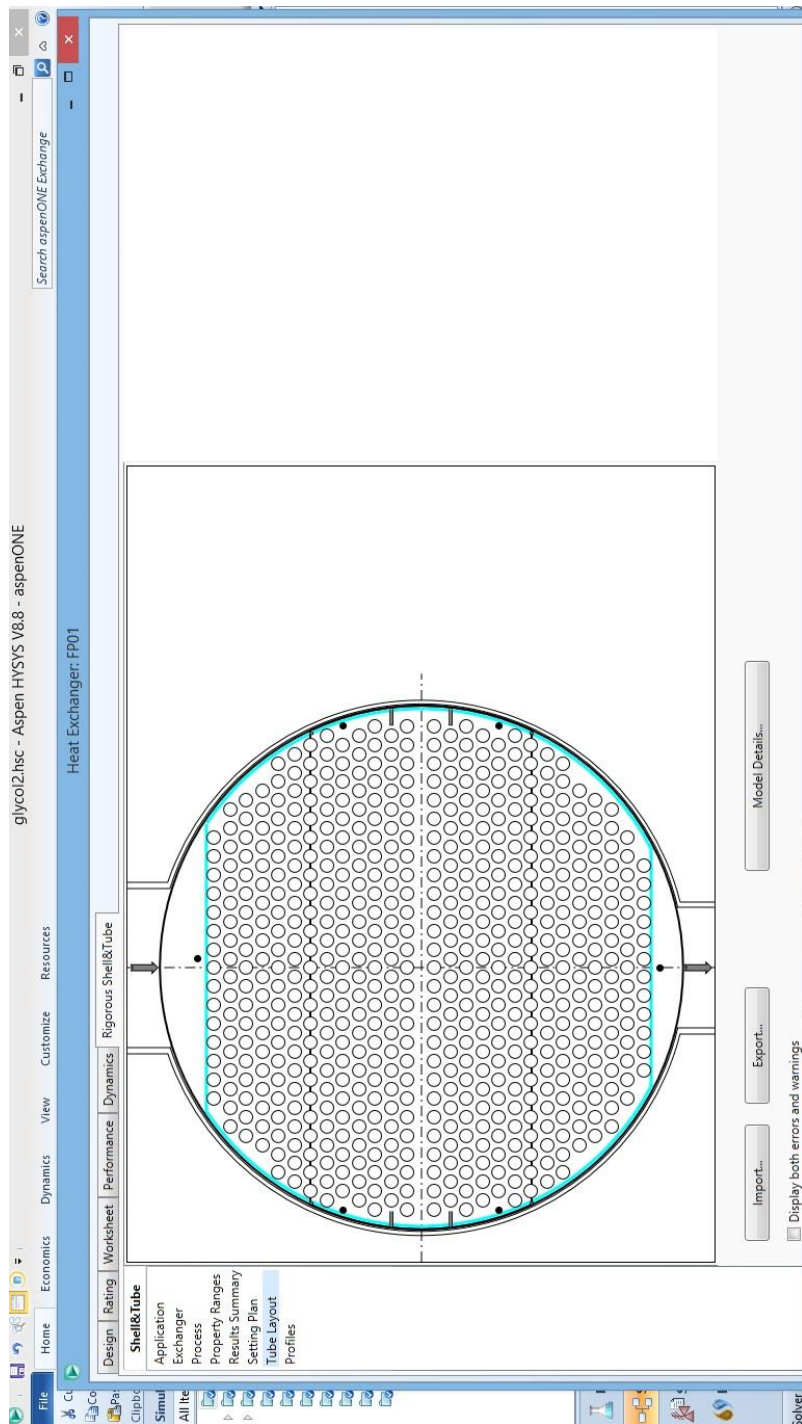
Tampilan Arah Aliran pada *Heat Exchanger*



Tampilan Desain *Heat Exchanger* Tampak Luar



Tampilan Desain *Heat Exchanger* Tampak Dalam



LAMPIRAN B
TABEL
SUMBER
PERHITUNGAN

1. Tabel OD of Flange

Size/Class	150	300	600	900	1500	2500
15	88.9	88.9	95			
20	98.6	98.6	115			
25	108.0	108.0	125			
32	117.3	117.3	135			
40	127.0	127.0	155			
50	152.4	152.4	165			
65	177.8	177.8	190			
80	190.5	190.5	210	240		
90	215.9	215.9	230			
100	228.6	228.6	275	290		
125	254.0	254.0	330	350		
150	279.4	279.4	355	380		
200	342.9	342.9	420	470		
250	406.4	406.4	510	545		
300	482.6	482.6	560	610		
350	533.4	533.4	605	640		
400	596.9	596.9	685	705		
450	635.0	635.0	745	785		
500	698.5	698.5	815	855		
600	812.8	812.8	940	1040		

2. Tabel *Diameter of BCD*

Size/Class	150	300	600	900	1500	2500
15	60.3	66.5	66.7			
20	69.9	82.6	82.6			
25	79.4	88.9	88.9			
32	88.9	98.6	98.4			
40	98.4	114.3	114.3			
50	120.7	127.0	127			
65	139.7	149.4	149.2			
80	152.4	168.1	168.3	190.5		
90	177.8	184.2	184.2			
100	190.5	200.2	215.9	235		
125	215.9	235.0	266.7	279.4		
150	241.3	269.7	292.1	317.5		
200	298.5	330.2	349.2	393.7		
250	362	387.4	431.8	469.9		
300	431.8	438.2	489	533.4		
350	476.3	514.4	527	558.8		
400	539.8	571.5	603.2	616		
450	577.9	628.7	654	685.8		
500	635	685.8	723.9	749.3		
600	749.3	812.8	838.2	901.7		

3. Tabel *Number of Bolts*

Size/Class	150	300	600	900	1500	2500
15	4	4	4			
20	4	4	4			
25	4	4	4			
32	4	4	4			
40	4	4	4			
50	4	8	8			
65	4	8	8			
80	4	8	8	8		
90	8	8	8			
100	8	8	8	8		
125	8	8	8	8		
150	8	12	12	12		
200	8	12	12	12		
250	12	16	16	16		
300	12	16	20	20		
350	12	20	20	20		
400	16	20	20	20		
450	16	24	20	20		
500	20	24	24	20		
600	20	24	24	20		

4. Tabel *Diameter of Bolts*

Size/Class	150	300	600	900	1500	2500
15	1/2	5/8	1/2			
20	1/2	3/4	5/8			
25	1/2	3/4	5/8			
32	1/2	3/4	5/8			
40	1/2	7/8	3/4			
50	5/8	7/8	5/8			
65	5/8	7/8	3/4			
80	5/8	7/8	3/4	7/8		
90	5/8	7/8	7/8			
100	5/8	7/8	7/8	1 1/8		
125	3/4	7/8	1	1 1/4		
150	3/4	7/8	1	1 1/8		
200	3/4	1	1 1/8	1 3/8		
250	7/8	1 1/8	1 1/4	0 3/8		
300	7/8	1 1/4	1 1/4	1 3/8		
350	1	1 1/4	1 3/8	1 1/2		
400	1	1 3/8	1 1/2	1 5/8		
450	1 1/8	1 3/8	1 5/8	1 7/8		
500	1 1/8	1 3/8	1 5/8	2		
600	1 1/4	1 5/8	1 7/8	2 1/2		

5. Tabel *Minimum Thickness of Flange*

Size/Class		150	300	600	900	1500	2500
1/2	15	9.6	12.7	14.3			
3/4	20	11.2	14.2	15.9			
1	25	12.7	15.7	17.5			
1 1/4	32	14.3	17.5	20.7			
1 1/2	40	15.9	19.1	22.3			
2	50	17.5	20.6	25.4			
2 1/2	65	20.7	23.9	28.6			
3	80	22.3	26.9	31.8	38.1		
3 1/2	90	22.3	28.4	35			
4	100	22.3	30.2	38.1	44.5		
5	125	22.3	33.3	44.5	50.8		
6	150	23.9	35.1	47.7	55.6		
8	200	27.0	39.6	55.6	63.5		
10	250	28.6	46.0	63.5	69.9		
12	300	30.2	49.3	66.7	79.4		
14	350	33.4	52.3	69.9	85.8		
16	400	35.0	55.6	76.2	88.9		
18	450	38.1	58.7	82.6	101.6		
20	500	41.3	62.0	88.9	108		
24	600	46.1	68.3	101.6	139.7		

6. Tabel *Diameter of Large End of Hub* (X)

Size/Class		150	300	600	900	1500	2500
1/2	15	30	38	38			
3/4	20	38	48	48			
1	25	49	54	54			
1 1/4	32	59	64	64			
1 1/2	40	65	70	70			
2	50	78	84	84			
2 1/2	65	90	100	100			
3	80	108	117	117	127		
3 1/2	90	122	133.4	133			
4	100	135	146.1	152	159		
5	125	144	177.8	189	190		
6	150	192	206.2	222	235		
8	200	246	260.4	273	298		
10	250	305	320.5	343	368		
12	300	365	374.7	400	419		
14	350	400	425.5	432	451		
16	400	457	482.6	495	508		
18	450	505	533.4	546	565		
20	500	559	587.2	610	622		
24	600	663	701.5	718	749		

7. Tabel *Diameter of Small End of Hub* (Ah)

Size/Class	150	300	600	900	1500	2500
1/2	15	21.3	21.3	21.3		
3/4	20	26.7	26.7	26.7		
1	25	33.4	33.4	33.4		
1 1/4	32	42.2	42.2	42.2		
1 1/2	40	48.3	48.3	48.3		
2	50	60.3	60.3	60.3		
2 1/2	65	73	73	73		
3	80	88.9	88.9	88.9	88.9	
3 1/2	90	101.6	101.6	101.6		
4	100	114.3	114.3	114.3	114.3	
5	125	141.3	141.3	141.3	141.3	
6	150	168.3	168.3	168.3	168.3	
8	200	219.1	219.1	219.1	219.1	
10	250	273	273	273	273	
12	300	323.8	323.8	323.8	323.8	
14	350	355.6	355.6	355.6	355.6	
16	400	406.4	406.4	406.4	406.4	
18	450	457	457	457	457	
20	500	508	508	508	508	
24	600	610	610	610	610	

8. Tabel *Length Through Hub for Weld Neck (Y)*

Size/Class		150	300	600	900	1500	2500
1/2	15	46	50.8	52			
3/4	20	51	55.6	57			
1	25	54	60.5	62			
1 1/4	32	56	63.5	67			
1 1/2	40	60	66.8	70			
2	50	62	68.3	73			152.4
2 1/2	65	68	74.7	79			
3	80	68	77.7	83	102		
3 1/2	90	70	79.5	86			
4	100	75	84.3	102	114		
5	125	87	97.0	114	127		
6	150	87	97.0	117	140		
8	200	100	109.7	133	162		
10	250	100	115.8	152	184		
12	300	113	128.5	156	200		
14	350	125	141.2	165	213		
16	400	125	144.5	178	216		
18	450	138	157.2	184	229		
20	500	143	160.5	190	248		
24	600	151	166.6	203	292		

9. Tabel Area of Bolt at the Thread (ASME B1.1 Tabel 6)

Size	Dia (in)	Area (in ²)	Area (mm ²)	
1/4	0.25	0.049	31.7	1/2
5/16	0.3125	0.077	49.5	3/4
3/8	0.375	0.110	71.3	1
7/16	0.4375	0.150	97.0	1 1/4
1/2	0.5	0.196	126.7	1 1/2
9/16	0.5625	0.249	160.3	2
5/8	0.625	0.307	197.9	2 1/2
3/4	0.75	0.442	285.0	3
7/8	0.875	0.601	387.9	3 1/2
1	1	0.785	506.7	4
1 1/8	1.125	0.994	641.3	5
1 1/4	1.25	1.227	791.7	6
1 3/8	1.375	1.485	958.0	8
1 1/2	1.5	1.767	1140.1	10
1 5/8	1.625	2.074	1338.0	12
1 3/4	1.75	2.405	1551.8	14
1 7/8	1.875	2.761	1781.4	16
2	2	3.142	2026.8	18
2 1/4	2.25	3.976	2565.2	20
2 1/2	2.5	4.909	3166.9	24
2 3/4	2.75	5.940	3832.0	
3	3	7.069	4560.4	

10. Tabel ID of *Spiral Wound Gasket* (ASME B16.20 Tabel 9)

Size/Class	150	300	600	900	1500	2500
15	19.1		19.1			
20	25.4		25.4			
25	31.8		31.8			
32	47.8		47.8			
40	54.1		54.1			
50	69.9		69.9			
65	82.55		82.6			
80	101.6		101.6	95.3		
90						
100	127.0		120.7	120.7		
125	155.7		147.6	147.6		
150	182.6		174.8	174.8		
200	233.4		225.6	222.3		
250	287.3		274.6	276.4		
300	339.9		327.2	323.9		
350	371.6		362	355.6		
400	422.4		412.8	412.8		
450	474.7		469.9	463.6		
500	525.5		520.7	520.7		
600	606.4		628.7	628.7		

11. Tabel OD of *Spiral Wound Gasket* (ASME B16.20 Tabel 9)

Size/Class	150	300	600	900	1500	2500
15	31.8	31.8	31.8	31.8	31.8	31.8
20	39.6	39.6	39.6	39.6	39.6	39.6
25	47.8	47.8	47.8	47.8	47.8	47.8
32	60.5	60.5	60.5	60.5	60.5	60.5
40	69.9	69.9	69.9	69.9	69.9	69.9
50	85.9	85.9	85.9	85.9	85.9	85.9
65	98.6	98.6	98.6	98.6	98.6	98.6
80	120.7	120.7	120.7	120.7	120.7	120.7
90						
100	149.4	149.4	149.4	149.4	149.4	149.4
125	177.8	177.8	177.8	177.8	177.8	177.8
150	209.6	209.6	209.6	209.6	209.6	209.6
200	263.7	263.7	263.7	257.3	257.3	257.3
250	317.5	317.5	317.5	311.2	311.2	311.2
300	374.7	374.7	374.7	368.3	368.3	368.3
350	406.4	406.4	406.4	400.1	400.1	400.1
400	463.6	463.6	463.6	457.2	457.2	457.2
450	527.1	527.1	527.1	520.7	520.7	520.7
500	577.9	577.9	577.9	571.5	571.5	571.5
600	685.8	685.8	685.8	679.5	679.5	679.5

12. Tabel *Pipe Size and Thickness*

Size/Schedule	OD	STD	XS	XXS	10	20	30	40	60	80	100	120	140	160
15	21.3	2.77	3.73	7.47				2.77		3.73				4.78
20	26.7	2.87	3.91	7.82				2.87		3.91				5.56
25	33.4	3.38	4.55	9.09				3.38		4.55				6.35
32	42.2	3.56	4.85	9.7				3.56		4.85				6.35
40	48.3	3.68	5.08	10.15				3.68		5.08				7.14
50	60.3	3.91	5.54	11.07				3.91		5.54				8.74
65	73	5.16	7.01	14.02				5.16		7.01				9.53
80	88.9	5.49	7.62	15.24				5.49		7.62				11.13
90	101.6	5.74	8.08					5.74		8.08				
100	114.3	6.02	8.56	17.12				6.02		8.56		11.13		13.49
125	141.3	6.55	9.53	19.05				6.55		9.53		12.7		15.88
150	168.3	7.11	10.97	21.95				7.11		10.97		14.27		18.26
200	219.1	8.18	12.7	22.23		6.35	7.04	8.18	10.31	12.7	15.09	18.26	20.62	23.01
250	273.1	9.27	12.7	25.4		6.35	7.8	9.27	12.7	15.09	18.26	21.44	25.4	28.58
300	323.9	9.53	12.7	25.4		6.35	8.38	10.31	14.27	17.48	21.44	25.4	28.58	33.32
350	355.6	9.53	12.7		6.35	7.92	9.53	11.13	15.09	19.05	23.83	27.79	31.75	35.71
400	406.4	9.53	12.7		6.35	7.92	9.53	12.7	16.66	21.44	26.19	30.96	36.53	40.49
450	457.2	9.53	12.7		6.35	7.92	11.13	14.27	19.05	23.83	29.36	34.93	39.67	45.24
500	508	9.53	12.7		6.35	9.53	12.7	15.09	20.62	26.19	32.54	38.1	44.45	50.01
600	610	9.53	12.7		6.35	9.53	14.27	17.48	24.61	30.96	38.89	46.02	52.37	59.54

LAMPIRAN C
PERHITUNGAN
FLANGE
& NOZZLE

1. *Tube Inlet Flange*

No	Description	Not.	Unit	
	Loads			
1	Internal Pressure	P	MPa	1.50
2	Axial Load		N	836.08
3	Unsupported Length		m	2.00
4	Unsupported weight		N	54.73
5	Bending Moment		Nm	54.73
	General			
6	Flange Class			150.00
7	Pipe Size			25.00
8	Pipe Schedule			40.00
9	Pipe OD		mm	33.40
10	Pipe ID		mm	26.64
11	Pipe Density		kg/m ³	7999.50
12	Fluid Density		kg/m ³	431.50
	Material Properties			
13	Flange Allow. at Amb. Temp	Sfs	MPa	207.00
14	Flange Allow. at Design Temp	Sfd	MPa	207.00
15	Bolt Allow. at Amb. Temp	Sa	MPa	115.00
16	Bolt Allow. at Design Temp	Sb	MPa	115.00
17	Gasket Factor	m		3.00
18	Gasket Factor	y	MPa	69.00
	Dimension			
19	Flange OD	A	mm	107.95
20	Flange ID	B	mm	26.64
21	Bolt Circle Diameter	C	mm	79.40
22	Hub Thickness at Small end	g0	mm	3.38
23	Hub Thk at back of flange	g1	mm	13.68
24	Hub Length	h	mm	44.70

25	Flange Thickness	t	mm	15.75
26	Nom Thk of Pipe/Nozzle Wall	tn	mm	3.38
27	Nominal Bolt Diameter	a	in	1/2
28	Number of Bolts			4.00
29	Area of Bolt at Thread		mm ²	126.68
30	Gasket OD		mm	47.80
31	Gasket ID		mm	31.80
	Calculations			
32	Width of Gasket	N	mm	8.00
33	Basic gasket seating width	b0	mm	4.00
34		b	mm	4.00
35	Location of Gasket Load	G	mm	39.80
36	Equivalent Pressure	Peq	MPa	5.09
37	Total Pressure	P	MPa	6.59
38	Total Hydrostatic End Force	H	N	8198.89
39	Total Compression Load	Hp	N	4501.27
40	Bolt load for Operating	Wm1	N	12700.17
41	Bolt load for Seating	Wm2	N	34492.27
42	Area of Bolt for Operating	Am1	mm ²	110.44
43	Area of Bolt for Seating	Am2	mm ²	299.93
44	Required Area of Bolt	Am	mm ²	299.93
45	Bolt Stress % in Operating			0.22
46	Bolt Stress % in Seating			0.0051
47	Is Bolt area Adequate			YES
48	Flange Design Bolt Load Oper	W1	N	12700.17
49	Flange Design Bolt Load Seat	W2	N	46381.82
50	Radial Distance	R	mm	12.70
51	Moment Arm hD	hD	mm	19.54
52	Moment Arm hT	hT	mm	23.09
53	Moment Arm hG	hG	mm	19.80
54	Hydrostatic End Force HD	HD	N	835.66
55	Difference HT	HT	N	7363.23
56	Gasket Load HG	HG	N	4501.27
57	Moment MD	MD	N.mm	16328.79

58	Moment MT	MT	N.mm	170017.08
59	Moment MG	MG	N.mm	89125.22
60	Total Operating Flange Moment	Moo	N.mm	275471.09
61	Total Seating Flange Moment	Mos	N.mm	918359.96
	Sub Calculation			
	Calculate Stresses			
62	Operating Longitudinal Hub Stress	SHO	MPa	24.57
63	Operating Radial Flange Stress	SRO	MPa	38.06
64	Operating Tangential Flange Stress	STO	MPa	16.68
65	Seating Longitudinal Hub Stress	SHS	MPa	81.91
66	Seating Radial Flange Stress	SRS	MPa	126.87
67	Seating Tangential Flange Stress	STS	MPa	55.60
68	$(1.5 \times \text{Sfd}) / \text{SHO}$			12.64
69	Sfd / SRO			5.44
70	Sfd / STO			12.41
71	$\text{Sfd} / ((\text{SHO} + \text{SRO}) / 2)$			6.61
72	$\text{Sfd} / ((\text{SHO} + \text{STO}) / 2)$			10.04
73	$(1.5 \times \text{Sfs}) / \text{SHS}$			3.79
74	Sfs / SRS			1.63
75	Sfs / STS			3.72
76	$\text{Sfs} / ((\text{SHS} + \text{SRS}) / 2)$			1.98
77	$\text{Sfs} / ((\text{SHS} + \text{STS}) / 2)$			3.01
78	If above 10 values are > 1.0, All Pass			PASS
79	Flange Weight		kg	1.02

2. *Tube Side Inlet Nozzle*

No	Description	Not.	Unit	
	Input			
1	Velocity	v	m/s	0.17
2	Mass flow	\dot{m}	kg/s	20670.00
3	density	ρ	kg/m ³	431.50
4	Flow rate	Q	m ³ /s	47.90
5	Min Inlet Area	A	mm ²	557.39
6	Min Inlet inside diameter	d	mm	26.64
7	$\rho \cdot v^2$	A	kg/m.s ²	12.06
8	Outside diameter	D	mm	33.40
9	Length		mm	120.00
10	Weight		kg	0.31

3. *Tube Side Outlet Flange*

No	Description	Not.	Unit	
	Loads			
1	Internal Pressure	P	MPa	1.50
2	Axial Load		N	836.08
3	Unsupported Length		m	2.00
4	Unsupported weight		N	54.73
5	Bending Moment		Nm	54.73
	General			
6	Flange Class			150.00
7	Pipe Size			25.00
8	Pipe Schedule			40.00
9	Pipe OD		mm	33.40
10	Pipe ID		mm	26.64
11	Pipe Density		kg/m3	7999.50
12	Fluid Density		kg/m3	431.50
	Material Properties			
13	Flange Allow. at Amb. Temp	Sfs	MPa	207.00
14	Flange Allow. at Design Temp	Sfd	MPa	207.00
15	Bolt Allow. at Amb. Temp	Sa	MPa	115.00
16	Bolt Allow. at Design Temp	Sb	MPa	115.00
17	Gasket Factor	m		3.00
18	Gasket Factor	y	MPa	69.00
	Dimension			
19	Flange OD	A	mm	107.95
20	Flange ID	B	mm	26.64
21	Bolt Circle Diameter	C	mm	79.40
22	Hub Thickness at Small end	g0	mm	3.38
23	Hub Thk at back of flange	g1	mm	13.68
24	Hub Length	h	mm	44.70
25	Flange Thickness	t	mm	15.75
26	Nom Thk of Pipe/Nozzle Wall	tn	mm	3.38
27	Nominal Bolt Diameter	a	in	1/2

28	Number of Bolts			4.00
29	Area of Bolt at Thread		mm ²	126.68
30	Gasket OD		mm	47.80
31	Gasket ID		mm	31.80
	Calculations			
32	Width of Gasket	N	mm	8.00
33	Basic gasket seating width	b0	mm	4.00
34		b	mm	4.00
35	Location of Gasket Load	G	mm	39.80
36	Equivalent Pressure	Peq	MPa	5.09
37	Total Pressure	P	MPa	6.59
38	Total Hydrostatic End Force	H	N	8198.89
39	Total Compression Load	Hp	N	4501.27
40	Bolt load for Operating	Wm1	N	12700.17
41	Bolt load for Seating	Wm2	N	34492.27
42	Area of Bolt for Operating	Am1	mm ²	110.44
43	Area of Bolt for Seating	Am2	mm ²	299.93
44	Required Area of Bolt	Am	mm ²	299.93
45	Bolt Stress % in Operating			0.22
46	Bolt Stress % in Seating			0.0051
47	Is Bolt area Adequate			YES
48	Flange Design Bolt Load Oper	W1	N	12700.17
49	Flange Design Bolt Load Seat	W2	N	46381.82
50	Radial Distance	R	mm	12.70
51	Moment Arm hD	hD	mm	19.54
52	Moment Arm hT	hT	mm	23.09
53	Moment Arm hG	hG	mm	19.80
54	Hydrostatic End Force HD	HD	N	835.66
55	Difference HT	HT	N	7363.23
56	Gasket Load HG	HG	N	4501.27
57	Moment MD	MD	N.mm	16328.79
58	Moment MT	MT	N.mm	170017.08
59	Moment MG	MG	N.mm	89125.22
60	Total Operating Flange Moment	Moo	N.mm	275471.09

61	Total Seating Flange Moment	Mos	N.mm	918359.96
	Calculate Stresses			
62	Operating Longitudinal Hub Stress	SHO	MPa	24.57
63	Operating Radial Flange Stress	SRO	MPa	38.06
64	Operating Tangential Flange Stress	STO	MPa	16.68
65	Seating Longitudinal Hub Stress	SHS	MPa	81.91
66	Seating Radial Flange Stress	SRS	MPa	126.87
67	Seating Tangential Flange Stress	STS	MPa	55.60
68	$(1.5 \times Sfd) / SHO$			12.64
69	Sfd / SRO			5.44
70	Sfd / STO			12.41
71	$Sfd / ((SHO + SRO) / 2)$			6.61
72	$Sfd / ((SHO + STO) / 2)$			10.04
73	$(1.5 \times Sfs) / SHS$			3.79
74	Sfs / SRS			1.63
75	Sfs / STS			3.72
76	$Sfs / ((SHS + SRS) / 2)$			1.98
77	$Sfs / ((SHS + STS) / 2)$			3.01
78	If above 10 values are > 1.0, All Pass			PASS
79	Flange Weight		kg	1.02

4. *Tube Side Outlet Nozzle*

No	Description	Not.	Unit	
	Input			
1	Velocity	v	m/s	0.17
2	Mass flow	\dot{m}	kg/s	20670.00
3	density	ρ	kg/m ³	431.50
4	Flow rate	Q	m ³ /s	47.90
5	Min Inlet Area	A	mm ²	557.39
6	Min Inlet inside diameter	d	mm	26.64
7	$\rho \cdot v^2$	A	kg/m.s ²	12.06
8	Outside diameter	D	mm	33.40
9	Length		mm	120.00
10	Weight		kg	0.31

5. *Shell Side Inlet Flange*

No	Description	Not.	Unit	
	Loads			
1	Internal Pressure	P	MPa	1.50
2	Axial Load		N	12319.49
3	Unsupported Length		m	2.00
4	Unsupported weight		N	493.35
5	Bending Moment		Nm	493.35
	General			
6	Flange Class			150.00
7	Pipe Size			100.00
8	Pipe Schedule			40.00
9	Pipe OD		mm	114.30
10	Pipe ID		mm	102.26
11	Pipe Density		kg/m3	7999.50
12	Fluid Density		kg/m3	1068.00
	Material Properties			
13	Flange Allow. at Amb. Temp	Sfs	MPa	207.00
14	Flange Allow. at Design Temp	Sfd	MPa	207.00
15	Bolt Allow. at Amb. Temp	Sa	MPa	207.00
16	Bolt Allow. at Design Temp	Sb	MPa	207.00
17	Gasket Factor	m		3.00
18	Gasket Factor	y	MPa	69.00
	Dimension			
19	Flange OD	A	mm	228.60
20	Flange ID	B	mm	102.26
21	Bolt Circle Diameter	C	mm	190.50
22	Hub Thickness at Small end	g0	mm	6.02
23	Hub Thk at back of flange	g1	mm	21.90
24	Hub Length	h	mm	54.10
25	Flange Thickness	t	mm	30.23
26	Nom Thk of Pipe/Nozzle Wall	tn	mm	6.02
27	Nominal Bolt Diameter	a	in	5/8

28	Number of Bolts			8.00
29	Area of Bolt at Thread		mm ²	197.93
30	Gasket OD		mm	149.40
31	Gasket ID		mm	127.00
	Calculations			
32	Width of Gasket	N	mm	11.20
33	Basic gasket seating width	b0	mm	5.60
34		b	mm	5.60
35	Location of Gasket Load	G	mm	138.20
36	Equivalent Pressure	Peq	MPa	1.77
37	Total Pressure	P	MPa	3.27
38	Total Hydrostatic End Force	H	N	49074.76
39	Total Compression Load	Hp	N	21882.07
40	Bolt load for Operating	Wm1	N	70956.83
41	Bolt load for Seating	Wm2	N	167677.51
42	Area of Bolt for Operating	Am1	mm ²	342.79
43	Area of Bolt for Seating	Am2	mm ²	810.04
44	Required Area of Bolt	Am	mm ²	810.04
45	Bolt Stress % in Operating			0.22
46	Bolt Stress % in Seating			0.0025
47	Is Bolt area Adequate			YES
48	Flange Design Bolt Load Oper	W1	N	70956.83
49	Flange Design Bolt Load Seat	W2	N	247726.95
50	Radial Distance	R	mm	22.23
51	Moment Arm hD	hD	mm	33.17
52	Moment Arm hT	hT	mm	35.14
53	Moment Arm hG	hG	mm	26.15
54	Hydrostatic End Force HD	HD	N	12313.24
55	Difference HT	HT	N	36761.52
56	Gasket Load HG	HG	N	21882.07
57	Moment MD	MD	N.mm	408461.09
58	Moment MT	MT	N.mm	1291615.88
59	Moment MG	MG	N.mm	572216.20
60	Total Operating Flange Moment	Moo	N.mm	2272293.17

61	Total Seating Flange Moment	Mos	N.mm	6478059.84
	Calculate Stresses			
62	Operating Longitudinal Hub Stress	SHO	MPa	30.33
63	Operating Radial Flange Stress	SRO	MPa	29.90
64	Operating Tangential Flange Stress	STO	MPa	17.45
65	Seating Longitudinal Hub Stress	SHS	MPa	86.46
66	Seating Radial Flange Stress	SRS	MPa	85.25
67	Seating Tangential Flange Stress	STS	MPa	49.75
68	$(1.5 \times Sfd) / SHO$			10.24
69	Sfd / SRO			6.92
70	Sfd / STO			11.86
71	$Sfd / ((SHO + SRO) / 2)$			6.87
72	$Sfd / ((SHO + STO) / 2)$			8.66
73	$(1.5 \times Sfs) / SHS$			3.59
74	Sfs / SRS			2.43
75	Sfs / STS			4.16
76	$Sfs / ((SHS + SRS) / 2)$			2.41
77	$Sfs / ((SHS + STS) / 2)$			3.04
78	If above 10 values are > 1.0, All Pass			PASS
79	Flange Weight		kg	7.56

6. *Shell Side Inlet Nozzle*

No	Description	Not.	Unit	
	Input			
1	Velocity	v	m/s	7.22
2	Mass flow	\dot{m}	kg/s	12350.00
3	density	ρ	kg/m ³	1068.00
4	Flow rate	Q	m ³ /s	11.563670
5	Min Inlet Area	A	mm ²	8212.99
6	Min Inlet inside diameter	d	mm	102.26
7	$\rho \cdot v^2$	A	kg/m.s ²	55651.25
8	Outside diameter	D	mm	114.30
9	Length		mm	220.00
10	Weight		kg	3.60

7. *Shell Outlet Flange*

No	Description	Not.	Unit	
	Loads			
1	Internal Pressure	P	MPa	1.50
2	Axial Load		N	12319.49
3	Unsupported Length		m	2.00
4	Unsupported weight		N	493.35
5	Bending Moment		Nm	493.35
	General			
6	Flange Class			150.00
7	Pipe Size			100.00
8	Pipe Schedule			40.00
9	Pipe OD		mm	114.30
10	Pipe ID		mm	102.26
11	Pipe Density		kg/m3	7999.50
12	Fluid Density		kg/m3	1068.00
	Material Properties			
13	Flange Allow. at Amb. Temp	Sfs	MPa	207.00
14	Flange Allow. at Design Temp	Sfd	MPa	207.00
15	Bolt Allow. at Amb. Temp	Sa	MPa	207.00
16	Bolt Allow. at Design Temp	Sb	MPa	207.00
17	Gasket Factor	m		3.00
18	Gasket Factor	y	MPa	69.00
	Dimension			
19	Flange OD	A	mm	228.60
20	Flange ID	B	mm	102.26
21	Bolt Circle Diameter	C	mm	190.50
22	Hub Thickness at Small end	g0	mm	6.02
23	Hub Thk at back of flange	g1	mm	21.90
24	Hub Length	h	mm	54.10
25	Flange Thickness	t	mm	30.23
26	Nom Thk of Pipe/Nozzle Wall	tn	mm	6.02
27	Nominal Bolt Diameter	a	in	5/8

28	Number of Bolts			8.00
29	Area of Bolt at Thread		mm ²	197.93
30	Gasket OD		mm	149.40
31	Gasket ID		mm	127.00
	Calculations			
32	Width of Gasket	N	mm	11.20
33	Basic gasket seating width	b0	mm	5.60
34		b	mm	5.60
35	Location of Gasket Load	G	mm	138.20
36	Equivalent Pressure	Peq	MPa	1.77
37	Total Pressure	P	MPa	3.27
38	Total Hydrostatic End Force	H	N	49074.76
39	Total Compression Load	Hp	N	21882.07
40	Bolt load for Operating	Wm1	N	70956.83
41	Bolt load for Seating	Wm2	N	167677.51
42	Area of Bolt for Operating	Am1	mm ²	342.79
43	Area of Bolt for Seating	Am2	mm ²	810.04
44	Required Area of Bolt	Am	mm ²	810.04
45	Bolt Stress % in Operating			0.22
46	Bolt Stress % in Seating			0.0025
47	Is Bolt area Adequate			YES
48	Flange Design Bolt Load Oper	W1	N	70956.83
49	Flange Design Bolt Load Seat	W2	N	247726.95
50	Radial Distance	R	mm	22.23
51	Moment Arm hD	hD	mm	33.17
52	Moment Arm hT	hT	mm	35.14
53	Moment Arm hG	hG	mm	26.15
54	Hydrostatic End Force HD	HD	N	12313.24
55	Difference HT	HT	N	36761.52
56	Gasket Load HG	HG	N	21882.07
57	Moment MD	MD	N.mm	408461.09
58	Moment MT	MT	N.mm	1291615.88
59	Moment MG	MG	N.mm	572216.20
60	Total Operating Flange Moment	Moo	N.mm	2272293.17

61	Total Seating Flange Moment	Mos	N.mm	6478059.84
	Calculate Stresses			
62	Operating Longitudinal Hub Stress	SHO	MPa	30.33
63	Operating Radial Flange Stress	SRO	MPa	29.90
64	Operating Tangential Flange Stress	STO	MPa	17.45
65	Seating Longitudinal Hub Stress	SHS	MPa	86.46
66	Seating Radial Flange Stress	SRS	MPa	85.25
67	Seating Tangential Flange Stress	STS	MPa	49.75
68	$(1.5 \times Sfd) / SHO$			10.24
69	Sfd / SRO			6.92
70	Sfd / STO			11.86
71	$Sfd / ((SHO + SRO) / 2)$			6.87
72	$Sfd / ((SHO + STO) / 2)$			8.66
73	$(1.5 \times Sfs) / SHS$			3.59
74	Sfs / SRS			2.43
75	Sfs / STS			4.16
76	$Sfs / ((SHS + SRS) / 2)$			2.41
77	$Sfs / ((SHS + STS) / 2)$			3.04
78	If above 10 values are > 1.0, All Pass			PASS
79	Flange Weight		kg	7.56

8. *Shell Outlet Nozzle*

No	Description	Not.	Unit	
	Input			
1	Velocity	v	m/s	7.22
2	Mass flow	\dot{m}	kg/s	12350.00
3	density	ρ	kg/m ³	1068.00
4	Flow rate	Q	m ³ /s	11.563670
5	Min Inlet Area	A	mm ²	8212.99
6	Min Inlet inside diameter	d	mm	102.26
7	$\rho \cdot v^2$	A	kg/m.s ²	55651.25
8	Outside diameter	D	mm	114.30
9	Length		mm	220.00
10	Weight		kg	3.60



BIODATA PENULIS

Penulis bernama Sarah Fitriyana, lahir di Jakarta 10 Maret 1995, merupakan anak terakhir dari 2 bersaudara. Penulis besar di kota Bekasi, Jawa barat. Lulus dari TK Islam Kharisma Jakarta Pusat, kemudian melanjutkan di SDN Jatirasa 4 Kota Bekasi dan lulus sebagai lulusan terbaik pada tahun 2007, jenjang pendidikan SMP dilanjutkan penulis di SMPN 9 Kota Bekasi dan aktif di berbagai perlombaan PMR dan mendapatkan Juara -1 Lomba Tandu PMR tingkat Kota Bekasi. Jenjang pendidikan atas dilanjutkan penulis di SMAN 2 Kota Bekasi, dimana penulis aktif di organisasi Kelompok Ilmiah Remaja, penulis juga aktif di bidang *Cheerleading* dimana penulis mendapatkan Juara-1 tingkat Nasional *Cheerleading Competition* oleh ICC, serta menjadi Tim Olimpiade SMAN 2 Kota Bekasi dan masuk 10 Besar seleksi OSN tingkat Kota Bekasi. Pada 2013 penulis melanjutkan di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan melalui jalur SBMPTN dan pernah aktif di UKM Maritime Challenge dimana penulis mendapatkan Juara-2 *Dragon Boat Race* tingkat Nasional. Semasa kuliah penulis juga aktif di bidang organisasi yaitu sebagai Bendahara Umum 2 BEM FTK ITS, selain itu penulis menjadi member di laboratorium *Marine Machinery and System* (MMS), tempat dimana penulis menyelesaikan skripsi.

Motto : It always seems impossible, until it's done (Nelson Mandela)